



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID  
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

## PROYECTO FIN DE CARRERA

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE UN PROTOTIPO DE  
TRANSPORTE MASIVO CON MOTOR LINEAL  
SÍNCRONO DE IMANES PERMANENTES.  
APLICACIÓN EN MEF/MES.

JUAN MOREJÓN VEVIA

FEBRERO, 2009

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID  
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE UN PROTOTIPO DE  
TRANSPORTE MASIVO CON MOTOR LINEAL SÍNCRONO  
DE IMANES PERMANENTES. APLICACIÓN EN MEF/MES.

AUTOR: Juan Morejón Vevia  
DIRECTOR y TUTOR: Edwin Laniado Jácome

Leganés a 25 de Febrero de 2009

*A mi familia, por todo.*  
*A mi novia, por estar siempre ahí.*  
*A mi director y tutor de proyecto por su apoyo y dedicación.*

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Descripción	Pag.
1	Resumen del mallado del Modelo 3D.	32
2	Propiedades del Aluminum1050-H14 –Brick.	34
3	Propiedades del Aisi 1005-Steel –Brick.	35
4	Propiedades del Alumina 99.9%-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> –Brick.	35
5	Propiedades del Iron-Fe –Brick.	36
6	Propiedades del Acetal (Copolymer).	36
7	Límite elástico de materiales.	37
8	Parámetros de análisis del programa.	40
9	Modos, frecuencias propias y desplazamientos máximos.	41
10	Porcentaje de masa desplazada.	45
11	Porcentaje de masa desplazada para modos críticos.	47
12	Tensiones máximas y mínimas del conjunto en análisis estático.	57
13	Tensiones máximas y mínimas del cuerpo del deslizador en análisis estático.	59
14	Tensiones máximas y mínimas de la pata en análisis estático.	59
15	Tensiones máximas y mínimas de la escuadra en análisis estático.	60
16	Tensiones máximas y mínimas de la pata en análisis estático.	61
17	Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina en análisis estático.	62
18	Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina en análisis estático.	62
19	Tensiones máximas y mínimas del prisma de hierro en análisis estático.	63
20	Tensiones máximas y mínimas del imán en análisis estático.	64
21	Tensiones máximas y mínimas de la estructura de la rueda en análisis estático.	65
22	Tensiones máximas y mínimas de la estructura pivote de la rueda en estático.	66
23	Tensiones máximas y mínimas de la estructura pivote de la rueda en estático.	67
24	Tensiones máximas y mínimas del cilindro de acero en análisis estático.	68
25	Tensiones máximas y mínimas del tapacubos en análisis estático.	69
26	Tensiones máximas y mínimas del tornillo M8 en análisis estático.	69
27	Tensiones máximas y mínimas de la tuerca M8 en análisis estático.	70
28	Desplazamientos Magnitud del deslizador en análisis estático.	75
29	Coeficientes de seguridad para las piezas del modelo en análisis estático.	77
30	Desglose piezas Modelo 2D.	84
31	Espesores piezas Modelo 2D.	86
32	Resumen del mallado del Modelo 2D.	86
33	Densidad de mallado y factor refinamiento piezas Modelo 2D.	87
34	Controles y Parámetros de las Parejas en contacto del Modelo 2D.	89
35	Materiales piezas Modelo 2D.	89
36	Simulaciones dinámicas.	91
37	Tensiones de contacto medias.	97
38	Deformaciones unitarias medias de contacto.	106
39	Velocidades Nodo 568 para t = 0,5 s.	108
40	Desglose de las piezas del Modelo 3D del deslizador del MLSIP.	126



## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica	Descripción	Pag.
1	Modos de vibración vs. Frecuencias propias.	42
2	Frecuencias propias vs. Desplazamientos máximos en magnitud.	43
3	Tensiones máximas conjunto de imanes.	71
4	Curva Carga Modelo 2D.	91
5	Tensiones Nodo 1469 MOD2D100.	92
6	Tensiones Nodo 1612 MOD2D100.	92
7	Tensiones Nodo 1469 MOD2D300.	93
8	Tensiones Nodo 1612 OD2D300.	93
9	Tensiones Nodo 1469 MOD2D500.	94
10	Tensiones Nodo 1612 MOD2D500.	94
11	Tensiones Nodo 1469 MOD2D800.	94
12	Tensiones Nodo 1612 MOD2D800.	94
13	Tensiones Nodo 1469 MOD2D1000.	95
14	Tensiones Nodo 1612 MOD2D1000.	95
15	Tensiones Nodo 1469 MOD2D3000.	95
16	Tensiones Nodo 1612 MOD2D3000.	95
17	Tensiones Nodo 1469 MOD2D5000.	96
18	Tensiones Nodo 1612 MOD2D5000.	96
19	Tensiones Nodo 1469 MOD2D8000.	96
20	Tensiones Nodo 1612 MOD2D8000.	96
21	Tensiones Nodo 1469 MOD2D10000.	97
22	Tensiones Nodo 1612 MOD2D10000.	97
23	Tensiones Nodo 920 del MOD2D800.	99
24	Curva Tendencia Tensiones Nodo 920 del MOD2D800.	100
25	Def. Nodo 1469 MOD2D100.	101
26	Def. Nodo 1612 MOD2D100.	101
27	Def. Nodo 1469 MOD2D300.	102
28	Def. Nodo 1612 MOD2D300.	102
29	Def. Nodo 1469 MOD2D500.	102
30	Def. Nodo 1612 MOD2D500.	102
31	Def. Nodo 1469 MOD2D800.	103
32	Def. Nodo 1612 MOD2D800.	103
33	Def. Nodo 1469 MOD2D1000.	103
34	Def. Nodo 1612 MOD2D1000.	103
35	Def. Nodo 1469 MOD2D3000.	104
36	Def. Nodo 1612 MOD2D3000.	104
37	Def. Nodo 1469 MOD2D5000.	104
38	Def. Nodo 1612 MOD2D5000.	104
39	Def. Nodo 1469 MOD2D8000.	105
40	Def. Nodo 1612 MOD2D8000.	105
41	Def. Nodo 1469 MOD2D10000.	105
42	Def. Nodo 1612 MOD2D10000.	105
43	Deformaciones Nodo 920 del MOD2D800.	107
44	Curva Tendencia Deformaciones Nodo 920 del MOD2D800.	107

## ÍNDICE DE ABREVIATURAS

Abreviatura	Significado
MLSIP	Motor Lineal Síncrono de Imanes Permanentes
Fig.	Figura
Graf.	Gráfica
2D	Dos Dimensiones
3D	Tres Dimensiones
CAD	Computer Assisted Design
C.D.G.	Centro de Gravedad
Mod.	Modelo
FEM	Finite Element Method
MES	Mechanical Event Simulation

## ÍNDICE

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
1.1. OBJETIVOS DEL PROYECTO .....	4
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	5
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO.....	5
1.4. METODOLOGÍA.....	7
 <b>2. PROTOTIPO DE TRANSPORTE MASIVO CON MLSIP.....</b>	<b>9</b>
2.1. FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES LINEALES.....	9
2.1.1. DEFINICIÓN.....	9
2.1.2. TRANSFORMACIÓN DE UN MOTOR ROTATIVO EN UN MOTOR LINEAL.....	10
2.1.3. CLASIFICACIÓN Y TOPOLOGÍAS DE LOS MOTORES LINEALES.....	11
2.1.4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MLSIP.....	17
2.2. ESTRUCTURA GENERAL DEL PROTOTIPO DE MLSIP.....	19
 <b>3. MODELADO 3D EN <i>SOLIDWORKS</i>.....</b>	<b>22</b>
3.1. MODELO 3D OPTIMIZADO DEL DESLIZADOR.....	25
3.2. MODELO 3D DEL ESTATOR.....	27

<b>4. ANÁLISIS DE LOS MODOS DE VIBRACIONES.....</b>	<b>28</b>
4.1. ENSAYO.....	30
4.2. RESULTADOS.....	40
4.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	47
<b>5. ANÁLISIS ESTÁTICO.....</b>	<b>52</b>
5.1. ENSAYO.....	54
5.2. RESULTADOS.....	57
5.2.1. TENSIONES.....	57
5.2.1.1.1. TENSIONES EN EL CONJUNTO DE LOS IMANES.....	70
5.2.2. REACCIONES.....	72
5.2.3. DESPLAZAMIENTOS.....	74
5.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	76
5.3.1. TENSIONES.....	76
5.3.2. REACCIONES.....	78
5.3.3. DEFORMACIONES.....	79
<b>6. ENSAYO DINÁMICO.....</b>	<b>80</b>
6.1. ESTUDIOS PREVIOS.....	81
6.2. MODELO 2D.....	82
6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	92
6.3.1. TENSIONES DE CONTACTO.....	92
6.3.2. TENSIONES MÁXIMAS.....	98
6.3.3. DEFORMACIONES.....	101
6.3.3.1. DEFORMACIONES DEBIDAS A TENSIONES DE CONTACTO.....	101

6.3.3.2.	DEFORMACIONES DEBIDAS A TENSIONES MÁXIMAS.....	106
6.3.4.	VELOCIDADES .....	108
<b>7.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>110</b>
<b>8.</b>	<b>FUTUROS ESTUDIOS.....</b>	<b>112</b>
<b>9.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>113</b>
<b>10.</b>	<b>APÉNDICE.....</b>	<b>115</b>
10.1.	PIEZAS EN DETALLE.....	115
10.1.1.	PIEZAS EN DETALLE DEL DESLIZADOR.....	115
10.1.1.1.	PROPIEDADES FÍSICAS DEL MODELO 3D.....	127
10.1.2.	PIEZAS EN DETALLE DEL ESTATOR.....	128
10.2.	MODOS DE VIBRACIÓN.....	130



### 1. INTRODUCCIÓN

El transporte público es el sistema más utilizado de forma continuada y frecuente por los habitantes de todo el planeta. Uno de los ejemplos claros son el sistema de líneas de autobuses que en muy pocas ciudades del mundo gozan de mucha puntualidad, además de ser un sistema de transporte contaminante e inseguro. Por estas causas el mundo actual necesita un sistema de transporte ecológico, seguro y de bajo consumo. Es por esto que se busca nuevos modos de propulsión que disminuyan los consumos de energía, cuiden el medio ambiente y que contengan un alto nivel de seguridad y confort de marcha.

Para conseguir todo esto se propone un nuevo sistema de autobuses propulsados por un motor eléctrico lineal síncrono de imanes permanentes (MLSIP). Este nuevo concepto de motor mejorará en todos los aspectos anteriormente mencionados a los actuales sistemas de autobuses públicos debido a que la energía utilizada es una de las más limpias, más autónomo ya que el suministro de energía es continuo y mucho más rápido y confortable a nivel de marcha debido a las propiedades de dicho motor eléctrico.

El proceso de diseño en todo proyecto ingenieril conlleva una primera experimentación con modelos a escala menos costosos pero que sirvan para extraer la suficiente experimentación para poder así implementarlo en un prototipo real. Es lo que se ha llevado a cabo mediante la creación del prototipo de transporte masivo con MLSIP a cargo del Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad Carlos III de Madrid.

En el presente proyecto se estudia y analiza a nivel mecánico la estructura o chasis que lleva dicho motor lineal y que en posteriores prototipos sería sobre la cual se colocaría la cabina que serviría para el transporte masivo de personas. El análisis de la estructura que porta el motor lineal se realiza por medio de un programa de software de cálculo a base del método de los elementos finitos bajo código comercial Algor™. El diseño y modelado de las piezas se realizó con el software de licencia estudiantil Solidworks™.



## INTRODUCCIÓN

El cálculo y el análisis de sistemas mecánicos por medios computacionales es en la actualidad la herramienta más completa, eficaz y exacta para realizar un estudio del comportamiento dinámico y estático de estos sistemas permitiendo un ahorro en ensayos experimentales mucho más costosos.

El cometido del ingeniero es diseñar y desarrollar equipos o máquinas que sean rentables económicamente, es decir, se persigue la idea de equilibrio entre calidad y rentabilidad. [1] Un análisis mecánico de este tipo servirá para predecir los máximos esfuerzos y tensiones que provoca las situaciones límites que sufrirá la estructura durante un funcionamiento normal y frecuente. La importancia del estudio mecánico del deslizador del MLSIP reside en el apoyo que estos estudios dinámicos aportan a los estudios propiamente eléctricos ya que la propulsión del vehículo de transporte masivo se basa en un motor eléctrico. Es por esto que la optimización del conjunto se consigue cuando los estudios mecánicos y eléctricos se complementan. Por ello es de vital importancia estudiar más a fondo los aspectos constructivos y de funcionamiento para poder entender ciertas características electromagnéticas y dinámicas que son poco deseables. Este tipo de efectos indeseables debe ser corregido o atenuado mediante técnicas de diseño y construcción para poder utilizar estos motores lineales en condiciones óptimas en las aplicaciones a las que son destinados como es el caso del transporte masivo.

El prototipo realizado dentro del contexto del Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad Carlos III de Madrid se muestra más detalladamente en el apartado 2 así como una explicación del funcionamiento y de la tipología del MLSIP del vehículo de transporte masivo. Dicho prototipo de transporte masivo está constituido por lo que denominaremos deslizador ya que contiene el sistema de excitación electromagnética del MLSIP y por el estator del MLSIP. El estator es el inductor del motor que está fijo y que sirve además a modo de vía o guía del mismo. El deslizador será el objeto del estudio dinámico ya que es el inducido del MLSIP y por tanto será la parte móvil que sirve realmente como vehículo de transporte masivo.



## INTRODUCCIÓN

---

El estudio del prototipo del vehículo de transporte masivo con motor lineal síncrono de imanes permanentes (MLSIP) se ha centrado en el comportamiento mecánico del modelo a nivel estático, vibracional, y dinámico del mismo para llegar a una buena optimización del conjunto.

El proyecto por tanto persigue el modelado del prototipo de transporte masivo que servirá mediante el comportamiento dinámico del mismo para hacer posteriores modificaciones del mismo que mejoren su dinámica. Todas y cada una de las piezas son modeladas al detalle y ensambladas con lo que se genera el prototipo de transporte masivo permitiendo los diferentes estudios mecánicos y las posibles modificaciones sobre el modelo que optimicen el comportamiento dinámico del mismo.



### 1.1. OBJETIVOS DEL PROYECTO.

Este proyecto, **“Simulación y análisis de un prototipo de transporte masivo con motor síncrono de imanes permanentes. Aplicación en MEF/MES”**, se enmarca en la línea de investigación del Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad Carlos III de Madrid.

Para el desarrollo del proyecto se ha planteado el siguiente objetivo:

- 1. Creación de un modelo de tres dimensiones (3D) que será útil para el estudio de los modos de vibración y a nivel estático.**
- 2. Creación de un segundo modelo de dos dimensiones (2D) que se apoyará en parámetros del modelo 3D y que será útil para el estudio dinámico.**
- 3. Caracterización del comportamiento mecánico mediante ensayos FEM del prototipo de transporte masivo con motor lineal síncrono de imanes permanentes con base al estudio de análisis de modos.**
- 4. Caracterización del comportamiento mecánico mediante ensayos FEM del prototipo de transporte masivo con motor lineal síncrono de imanes permanentes con base al estudio de análisis estático.**
- 5. Caracterización del comportamiento mecánico mediante ensayos FEM/MES prototipo de transporte masivo con motor lineal síncrono de imanes permanentes con base al estudio de análisis dinámico.**

Es necesario precisar que la creación del modelo 2D se debe a la imposibilidad de generar simulaciones computacionales a nivel dinámico con el modelo 3D.

## **1.2. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO.**

En tiempos recientes se ha planteado la posibilidad de implantar en España el uso de motores lineales en diversas aplicaciones y específicamente en el área del transporte masivo. El interés por utilizar éste tipo de tecnología en proyectos de transporte público, se ha manifestado en la comunidad de Madrid con la posibilidad de construir un sistema MAGLEV (Magnetic Levitation), similar a los que funcionan en Alemania, Japón y China. [2] Estos sistemas de transporte MAGLEV se basan en principios de levitación mediante superconductores y la propulsión de los mismos se realiza a base de motores eléctricos lineales. [3]

Este es el objetivo final pero para llegar a esto inicialmente se diseñarán sistemas aplicables a autobuses mediante motores lineales síncronos de imanes permanentes para su propulsión por lo que se hace necesaria la construcción del prototipo para el estudio de las prestaciones del vehículo de transporte masivo a base de estos motores lineales.

El interés de destinar al transporte público de personas los MLSIP ha llevado a la construcción de este prototipo sobre el cual se planea realizar la verificación experimental de los resultados obtenidos en este proyecto y otros trabajos para la reducción de las fuerzas de trinquete y del rizado en el empuje.

## **1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

A diferencia de los motores rotativos, los motores lineales poseen un circuito magnético que no es continuo, es decir, tiene extremos y longitud finita tanto en el dispositivo móvil (deslizador) como en el dispositivo estático (estátor). Esto hace que en los extremos de los circuitos magnéticos se presenten asimetrías o deformaciones del flujo magnético o efectos de borde; este efecto de borde acentúa los problemas de rizado en el empuje del motor.

De otro lado, en los motores lineales síncronos de imanes permanentes presentan variaciones de la energía en el entrehierro debido a la presencia de dientes y

## INTRODUCCIÓN

ranuras en la armadura (utilizadas para alojar los devanados de la máquina) y de los imanes permanentes en la excitación.

Esa variación de energía se debe principalmente a dos aspectos que son, primero, a la tendencia de los imanes de alinearse en la posición de mínima reluctancia con respecto a los dientes de la armadura, lo cual produce un efecto indeseable en el empuje que es denominado fuerza de diente (cogging force en inglés) y segundo, a la forma no sinusoidal de la inducción magnética de la excitación en el entrehierro, que se debe a la forma geométrica de los imanes. En consecuencia, esa variación de energía producida por los aspectos mencionados, produce una fuerza que se manifiesta en pequeños saltos o pasos, similar a lo que sucede en un trinquete o “carraca” y que en inglés se le conoce como “detent force”. [4]

La combinación de los efectos mencionados, afectan el empuje del MLSIP originando una variación en el mismo en forma de rizado, el cual se denomina en inglés como “force ripple” y que a su vez se manifiesta en forma de vibraciones y variaciones momentáneas de la velocidad en el motor que especialmente, dificultan el control del mismo. [4]

Es debido a todos estos problemas de diseño por lo que se hace necesario un estudio tanto estático, vibracional y dinámico del motor que nos proporcione información relevante sobre las limitaciones mecánicas y estructurales del prototipo. Mediante los modos de vibración se consigue saber el comportamiento de la estructura bajo las diferentes frecuencias vibracionales y de esta forma evitar aquellas que comprometan el buen funcionamiento de ésta. Los estudios tanto estático como dinámico nos permiten conocer los límites resistentes y el comportamiento de la estructura bajo las sollicitaciones a las que la sometemos. Mediante el conjunto de todos estos estudios podemos discernir sobre los posibles fallos y los efectos indeseados para su posible posterior corrección.

Por tanto, el problema consiste en implementar una nueva estrategia de evaluación del comportamiento del MLSIP. Para poder investigar lo anteriormente expuesto se utilizarán técnicas avanzadas de modelado en tres dimensiones de los



## INTRODUCCIÓN

componentes mecánicos mediante el programa *SolidWorks*. La simulación del comportamiento mecánico del modelo 3D será mediante el programa *Algor* de elementos finitos, y tanto el modelado como la simulación del modelo 2D correrá a cargo del programa *Algor*.

### 1.4 METODOLOGÍA.

Este proyecto se ha dividido en seis capítulos, a saber:

En el capítulo 1 se presenta la introducción del mismo, en el capítulo 2 se explica qué es y de qué se compone el MLSIP, en el capítulo 3 se modela en 3D el MLSIP mediante *SolidWorks*, en el capítulo 4 se presentan los estudios estáticos generados mediante el programa *Algor*, en el capítulo 5 se analizan los diferentes modos de vibración y en el capítulo 6 se presenta el modelado en 2D del prototipo y se realizan los diferentes estudios dinámicos sobre dicho modelo, todo ello mediante el programa *Algor*. Luego se presentan las conclusiones y trabajos futuros que se recomiendan. Por último se presenta un apéndice que contiene todas las piezas en tres dimensiones del MLSIP y todos los modos de vibración que se obtuvieron.

Para llevar a cabo el presente proyecto, la metodología a seguir es la siguiente:

- a) Recopilación bibliográfica relacionada con los siguientes temas:
  - Trabajos realizados con anterioridad por otros autores sobre los MLSIP.
  - Composición y funcionamiento de un MLSIP.
  - Trabajo con hardware y software especializado tanto para la creación de los modelos como para la simulación mecánica de los mismos.
- b) Estudio y análisis de la información anterior.



c) Modelos de simulación:

- Modelado 3D del MLSIP mediante el programa *SolidWorks* de CAD (Diseño asistido por computador).
- Modelado 2D del MLSIP mediante las herramientas de modelado del programa *Algor* de simulación mecánica.
- Determinación por simulación mecánica de los casos estático y modos de vibración del modelo 3D mediante el método de elementos finitos del programa *Algor*.
- Determinación por simulación mecánica de los diferentes casos dinámicos del modelo 2D mediante el método de elementos finitos del programa *Algor*.

d) Datos

- Análisis y clasificación de los datos obtenidos.
- Elaboración de análisis.

e) Conclusiones.



## **2. PROTOTIPO DE TRANSPORTE MASIVO CON MLSIP.**

### **2.2.FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES LINEALES.**

En términos generales existe un gran desconocimiento sobre lo que es un motor lineal y cuáles son sus características físicas y de funcionamiento, por tal motivo es conveniente que antes de iniciar el análisis del comportamiento mecánico de los MLSIP, se presente una definición de los motores lineales, una clasificación de diversos tipos de motores lineales y explicar su principio de funcionamiento. También hay que dejar claro que la finalidad del presente proyecto no se centra en una simulación real del funcionamiento de un MLSIP sino que su objetivo es una caracterización mecánica de la estructura cuya tracción se genera mediante un MLSIP.

#### **2.1.1. DEFINICIÓN.**

Tradicionalmente se han conocido los motores rotativos de los cuales se sabe que transmiten un movimiento circular a través de un eje, al cual se acoplan los elementos a los que se desea transmitir el movimiento. Este acople puede ser directo ó por medio de engranajes ó sistemas de transmisión como correas o cintas.

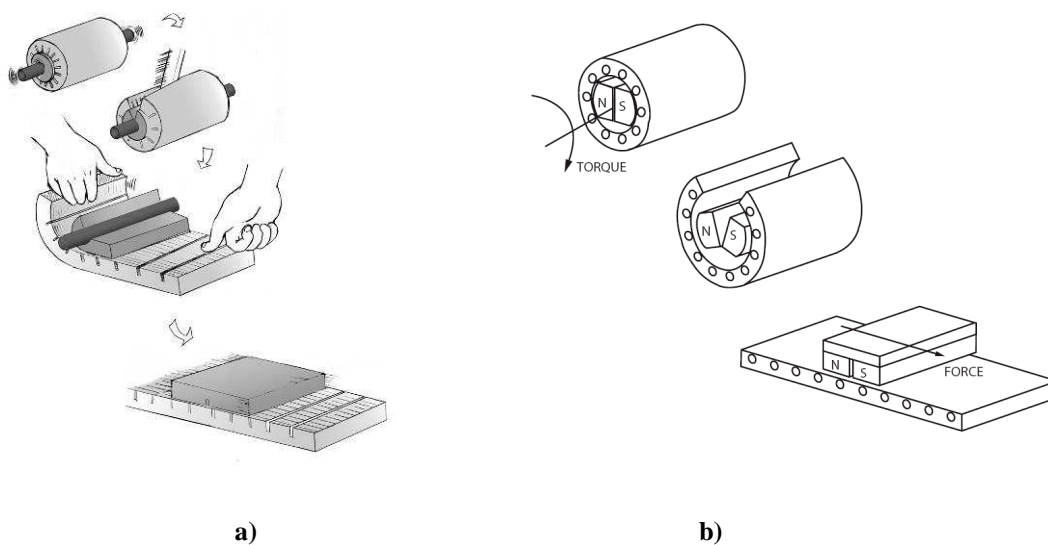
Pero en los casos en los cuales se necesita imprimir un movimiento rectilíneo a un elemento, es necesario realizar muchas adaptaciones con el fin de convertir el movimiento circular del motor convencional, en un movimiento rectilíneo. Esto genera muchas pérdidas de potencia y además puntos donde se pueden producir fallos en el funcionamiento.

Por tanto, en esas aplicaciones donde se requiere un movimiento rectilíneo, lo más eficiente es tener un motor que realice éste tipo de movimiento en forma directa y no por medio de mecanismos de adaptación y ése tipo de motor es el motor lineal, cuyo nombre se deriva del tipo de movimiento que realiza que es rectilíneo o lineal y no circular.

**2.1.2. TRANSFORMACIÓN DE UN MOTOR ROTATIVO EN UN MOTOR LINEAL.**

La forma más sencilla de entender un motor lineal es imaginarse un motor rotativo al cual se le practica un corte en sentido axial cuya profundidad llega hasta el centro del eje del motor. A continuación se abre el motor (estátor y rotor) por el corte y se extiende hasta dejarlo en un plano, obteniendo así dos elementos paralelos. Uno de ellos estará destinado a permanecer estático y por consiguiente se le denominará estátor, el otro elemento se moverá en forma lineal y paralela al estátor y se le denominará deslizador.

En la figura 1 se muestran dos ejemplos donde se puede apreciar el procedimiento descrito previamente. En la figura 1a) se representa el caso de un motor lineal asíncrono y en la figura 1b) el de un motor lineal síncrono de imanes permanentes.



**Fig. 1:** Transformación de un motor rotativo en un motor lineal. [5]

a) Motor de inducción      b) Motor de imanes permanentes

Una vez lograda la disposición lineal de los componentes del motor, en uno de ellos queda alojado el devanado que produce un campo magnético que se desplaza en un sentido determinado, a esta pieza del motor lineal se le denomina armadura.



En la otra pieza, se ubica una lámina conductora en el caso de los motores lineales de inducción o en el caso de los MLSIP, se ubican los imanes permanentes que reaccionan ante la presencia del campo magnético variable de la armadura. A esta pieza se le denomina riel de reacción o excitación.[4]

### **2.1.3 CLASIFICACIÓN Y TOPOLOGÍAS DE LOS MOTORES LINEALES.**

Los motores lineales hacen parte de los tipos especiales de motores eléctricos y se incluyen dentro de la clasificación general de los mismos, sin embargo, dentro de los motores lineales también se pueden distinguir varios tipos de ellos y es por eso que se puede establecer una primera clasificación que depende de la forma en que se produce el efecto de propulsión o de empuje en el motor. Es así como se puede decir que existen motores lineales: Electrostáticos, que basan su movimiento en las fuerzas de atracción y repulsión de las cargas eléctricas; piezoeléctricos, cuyo movimiento se produce por las vibraciones producidas en un material piezoeléctrico que es excitado por una fuente eléctrica; de magnetostricción, que producen movimientos debido a las vibraciones que se producen en un material por los cambios de un flujo magnético y los electromagnéticos.[4]

En este proyecto el estudio se centrará en los motores lineales electromagnéticos, por lo cual se establece una clasificación adicional dentro de éste grupo de motores que establece tres tipos que son, los de inducción, los síncronos y los de corriente directa. [4]

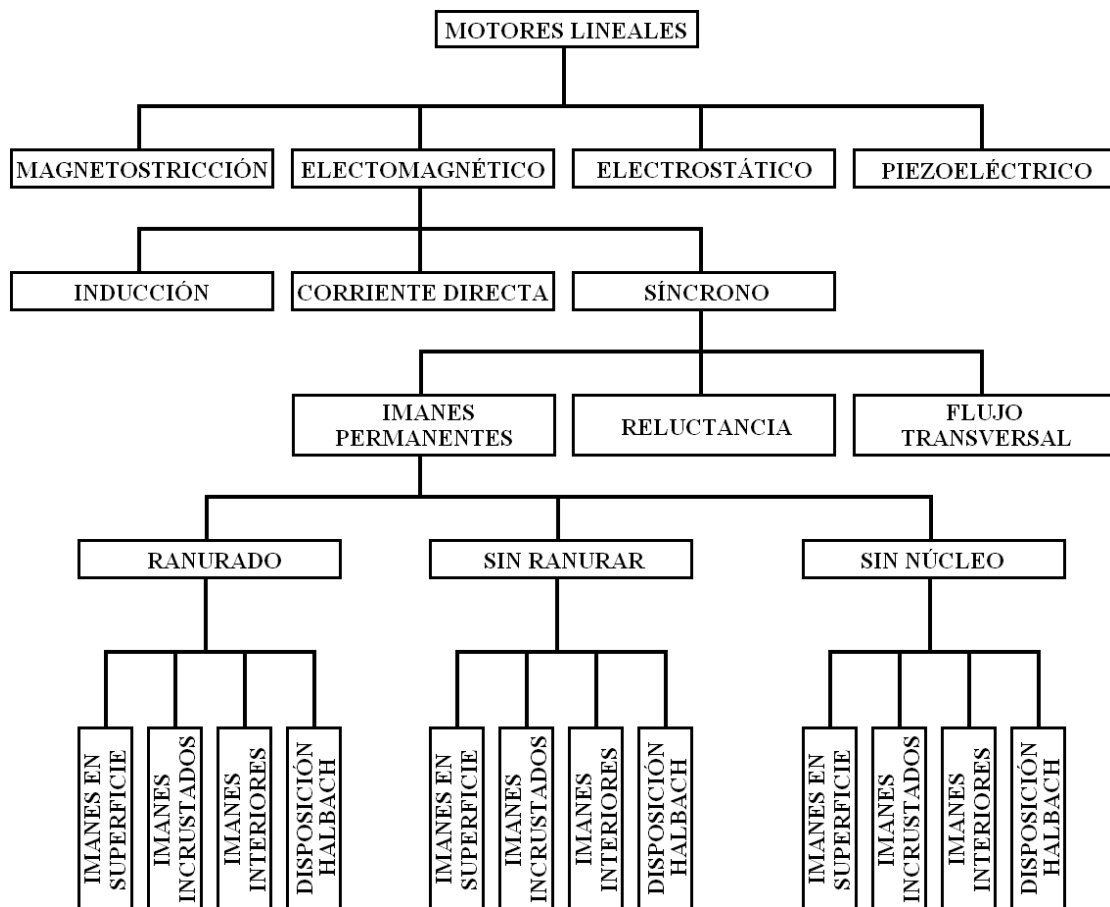
Como el tipo de motor lineal a estudiar es síncrono, se establece una nueva clasificación en su grupo que incluye los de flujo transversal, los de reluctancia y los de imanes permanentes o MLSIP.

Finalmente, se puede realizar una clasificación dentro de la categoría de los MLSIP que depende de las características constructivas de la armadura. Así, se tienen MLSIP de armadura con ranuras en el núcleo magnético (en inglés: slotted), armadura



sin ranuras en el núcleo magnético (slotless) y armadura sin núcleo magnético (en inglés: coreless). En todos los casos, los imanes de la excitación pueden ser superficiales (en inglés: surface PM), incrustados (en inglés: buried PM), en el interior del núcleo magnético (en inglés: interior PM) o en disposición Halbach (en inglés: Halbach array).[4]

La figura 2 muestra un esquema con la clasificación de los motores lineales.



**Fig. 2:** Esquema de la clasificación de los motores lineales.

También es posible diferenciar los MLSIP por varios aspectos constructivos o de apariencia. A continuación se hará una descripción de varias de ellas.

- **De acuerdo con la longitud de sus componentes:**

Teniendo en cuenta este parámetro se pueden diferenciar en los de estátor largo, lo que indica que el estátor tiene mayor longitud que el deslizador y otra posibilidad es la del estator corto, donde el estator tiene menor longitud que el deslizador.

Se debe tener en cuenta que en el estator o en el deslizador, puede estar ubicada la armadura ó la excitación indistintamente.

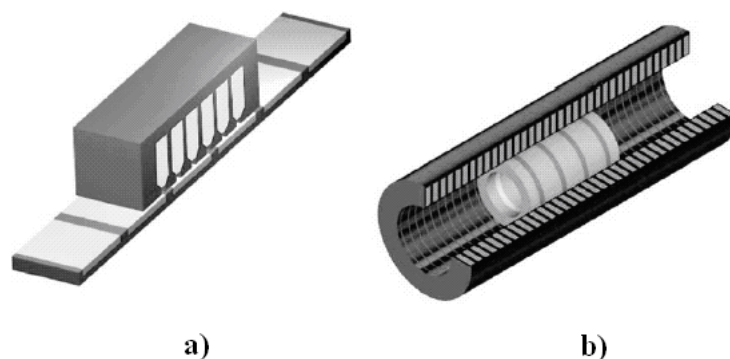
- **De acuerdo con la forma geométrica de sus componentes:**

Se pueden tener dos tipos básicos de MLSIP que son: Los planos y los tubulares.

En el primer caso, el motor se compone de dos placas paralelas en una de las cuales se ubica el bobinado de armadura y en el otro los imanes de excitación. Además una de las placas será estática (estator) y la otra móvil (deslizador).

En el segundo caso, tanto el estátor como el deslizador son cilindros coaxiales y normalmente la pieza interna es donde se ubica el deslizador y, además en la pieza externa o estátor, se ubica la armadura debido a la facilidad de construcción del devanado, de conexión y de alimentación.

La figura 3 muestra gráficas de los dos tipos de motores descritos (plano y tubular).

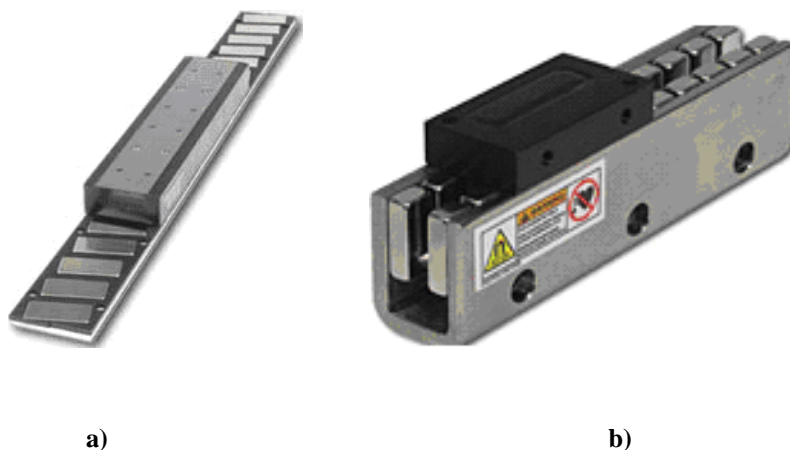


**Fig. 3:** Tipos de MLSIP. [5]

a) Planos b) Tubulares

- **De acuerdo con el número de lados activos.**

En el caso de los motores lineales planos, estos pueden ser monoláteros ó biláteros, es decir, que el estátor puede tener un solo lado ó dos. En el caso monolátero, se tiene una sola fila de imanes y un solo devanado que se enfrentan y que son separados por un entrehierro único. En un motor bilátero, el estátor es doble para un único deslizador, el cual se ubica entre los dos lados del estátor, separándolos un entrehierro doble. En la figura 4 se muestran ejemplos de MLSIP monoláteros y biláteros.



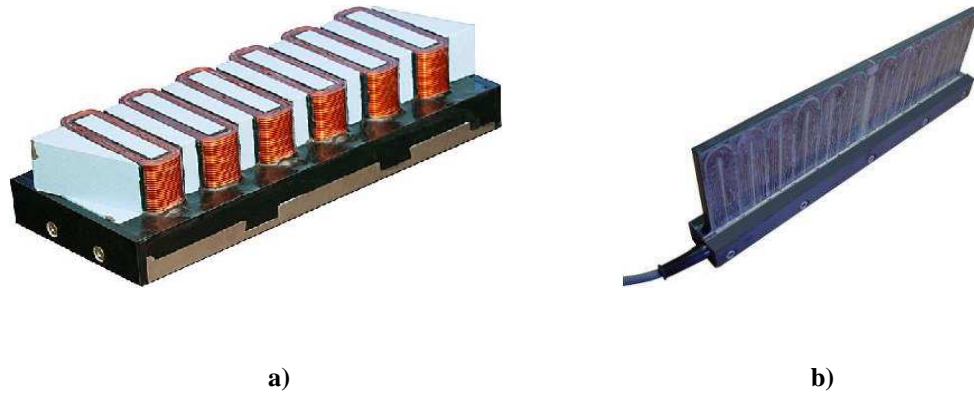
**Fig. 4:** Tipos de MLSIP. [6]

a) Monolátero    b) Bilátero

- **De acuerdo con la forma constructiva de la armadura.**

En este caso los MLSIP se pueden clasificar en: Los de armadura ranurada, donde el bobinado se aloja en ranuras hechas en el núcleo ferromagnético; Los de armadura sin ranuras en el núcleo ferromagnético, donde los bobinados se adhieren al núcleo por medio de pegantes o adhesivos especiales y por lo tanto los bobinados son superficiales y por último están aquellos cuya armadura carece de núcleo ferromagnético, es decir, tienen núcleo de aire y el bobinado es preformado y revestido de una resina amagnética que le proporciona consistencia mecánica.

La figura 5 muestra ejemplos de dos de los tres tipos de armaduras en los MLSIP.

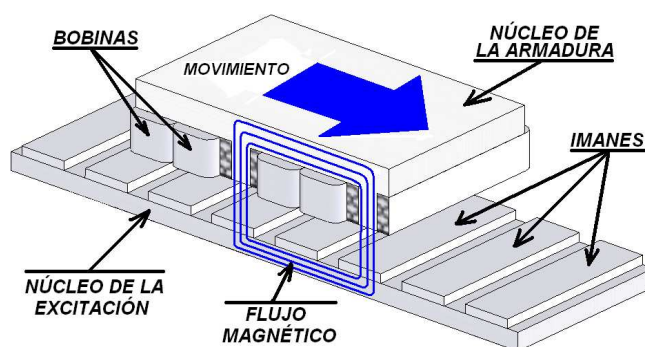


**Fig. 5:** Tipos de MLSIP. [7]  
a) Armadura ranurada    b) Armadura sin núcleo de hierro

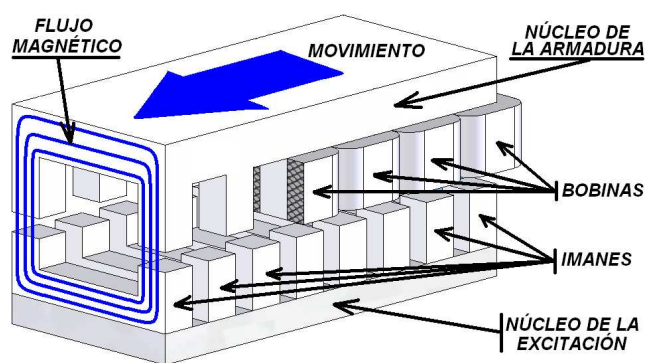
- **De acuerdo con el sentido de circulación del flujo magnético.**

Esta clasificación se refiere a la dirección de las líneas del campo magnético formado con respecto a la dirección de movimiento del deslizador. De tal forma que, los motores lineales de flujo longitudinal tendrán líneas de flujo magnético paralelas al movimiento del deslizador y los motores lineales de flujo transversal tienen líneas de flujo que van en sentido perpendicular al movimiento del deslizador.

La figura 6 muestra ejemplos de motores de flujo longitudinal y de flujo transversal.



a)



b)

**Fig. 6:** Tipos de MLSIP. [7]

a) De flujo longitudinal    b) De flujo transversal

#### 2.1.4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MLSIP.

Los MLSIP tienen dos componentes mecánicos o piezas, el estátor y el deslizador, en una de las piezas se ubican los devanados de la excitación que se alimentan con una tensión alterna trifásica que produce un campo magnético móvil; a este elemento se le llama armadura. En el otro elemento se ubican los imanes, y se le denomina sistema de excitación de campo.

Existe una serie de ecuaciones que representan las características más importantes del MLSIP y que se describen a continuación.

- **VELOCIDAD DEL DESLIZADOR.[4]**

La velocidad lineal del MLSIP es equivalente a la velocidad tangencial de un motor síncrono rotativo, por lo cual se hará el planteamiento a partir de esta definición

$$v_t = v_s = \omega_m \cdot r \quad (1)$$

Donde

$v_t = v_s$	Velocidad tangencial en el motor rotativo y la velocidad síncrona lineal en el PMLSM.
$\omega_m$	Velocidad angular mecánica en el motor rotativo.
$r$	Radio exterior del rotor del motor rotativo.

La relación entre el ángulo eléctrico  $\theta_e$  y el ángulo mecánico  $\theta_m$  en un motor eléctrico es

$$\theta_e = p\theta_m \quad (2)$$

Donde  $p$  es el número de pares de polos del motor.



Si se deriva (2) con respecto al tiempo, se obtiene

$$\omega_e = p\omega_m \quad (3)$$

Despejando  $\omega_m$  y reemplazándola en (1)

$$v_s = \frac{\omega_e}{p} r \quad (4)$$

El número de polos en la circunferencia del motor es

$$2p = \frac{2\pi r}{\tau} \quad (5)$$

Donde  $\tau$  es el paso polar en la excitación.

Despejando  $p$  y reemplazándolo en 4, se tiene

$$v_s = \frac{\omega_e \tau}{\pi r} r = \frac{\omega_e \tau}{\pi} \quad (6)$$

Teniendo en cuenta que

$$\omega_e = 2\pi f \quad (7)$$

Entonces, la velocidad del deslizador estará definida por la ecuación

$$v = v_s = 2 f \tau = \frac{\omega}{\pi} \tau \quad (8)$$

Donde

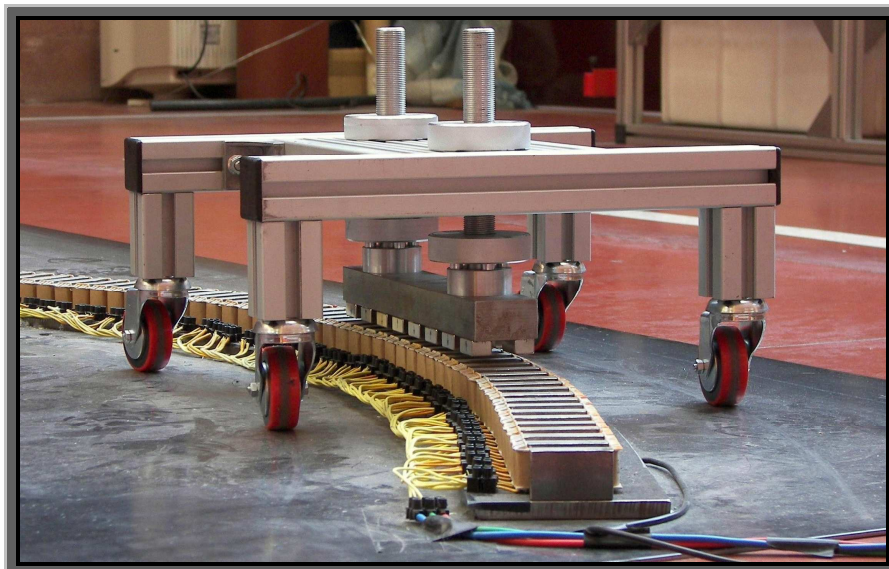
$f$ : Frecuencia de la fuente de alimentación en corriente alterna de la armadura.

Como se puede observar, la velocidad del deslizador de un MLSIP sólo depende de la frecuencia de la fuente de alimentación y del paso polar y no depende del número de polos  $2p$ .

## 2.2. ESTRUCTURA GENERAL DEL PROTOTIPO DE MLSIP.

Una vez teniendo claro el funcionamiento de los motores lineales en general podemos entrar a explicar la estructura y funcionamiento de nuestro MLSIP.

En la figura 7 se muestra el prototipo de MLSIP.



**Fig. 7:** Vista del prototipo de MLSIP.



A primera vista pueden diferenciarse las dos partes que componen el MLSIP.

Por un lado se puede observar en la fig.7 el deslizador que es la parte móvil del motor. En si mismo, el deslizador es un carro, es decir, una estructura de perfiles de aluminio de la marca NIKAI S.L. (mod. A1.5) que está ensamblada mediante unas escuadras también de aluminio de la marca NIKAI S.L. (mod. 2.1) a la que se le ha ensamblado unas ruedas giratorias de uso mobiliario industrial de la marca Alex S.L. y un prisma de hierro fundido sobre el que están dispuestos los imanes que conforman el sistema de excitación de campo y que están compuestos por una aleación de neodimio (Nd), hierro (Fe) y boro (B) que es el imán de Tierras Raras más potente. Las ventajas de estos imanes son los altos valores magnéticos que permiten realizar medidas muy reducidas con extraordinaria potencia, su idoneidad para ser usados a temperatura ambiente y que son económicos. [1]

En la figura 8 se muestran las vistas del perfil de aluminio de la marca NIKAI S.L. (mod. A1.5) y las escuadras de ensamble de la marca NIKAI S.L. (mod. 2.1) del deslizador del MLSIP.



**Fig. 8:** Vistas del perfil de aluminio y escuadra.

En la figura 9 se muestra el despiece de la rueda marca Alex S.L. (mod. 2.1) del deslizador del MLSIP.



**Fig. 9:** Despiece de la rueda.

Como puede observarse en la figura 9 la rueda está compuesta por la rueda en sí de un material plástico (policarbonato), un cilindro perforado que atraviesa el eje de la rueda (acero), dos chapas o “platillos” laterales (acero) y un tornillo pasante con una tuerca (acero).

Por otro lado puede observarse en la misma figura.7 el estator del MLSIP que está conformado por una serie de bobinados que se encuentran inmersos en las ranuras de un núcleo ferromagnético.

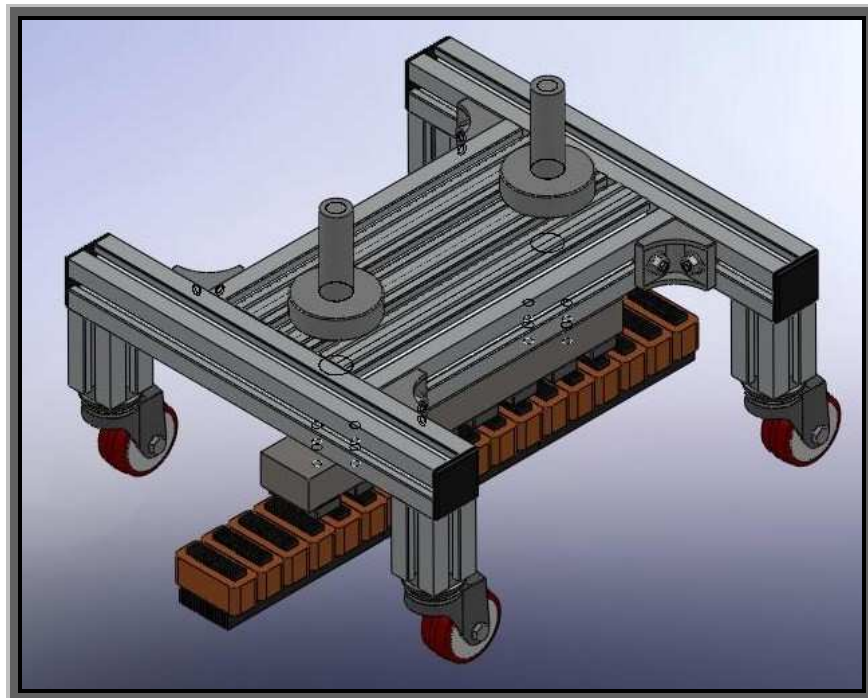
Finalmente, en conjunto, podría caracterizarse nuestro prototipo de MLSIP por ser de **estator largo** debido a que en nuestro caso el estator es el que tiene la longitud más larga; por ser **plano** debido a que se compone de dos placas paralelas en una de las cuales se ubica el bobinado de armadura y en el otro los imanes de excitación; por ser **bilátero** ya que tiene una doble fila de imanes en el sistema de excitación de campo; por ser de **armadura ranurada** ya que el estator está construido por bobinados inmersos en las ranuras del núcleo ferromagnético y por ser de **flujo longitudinal** ya que tiene las líneas de flujo magnético paralelas al movimiento del deslizador.

### 3. MODELADO 3D EN *SOLIDWORKS*.

Se tomó con la ayuda de un calibre las medidas de manera directa sobre el MLSIP para obtener de esta forma las medidas reales. Se tomaron fotografías generales, en detalle del conjunto y de cada uno de los componentes con el fin de obtener una mayor precisión en el modelado.

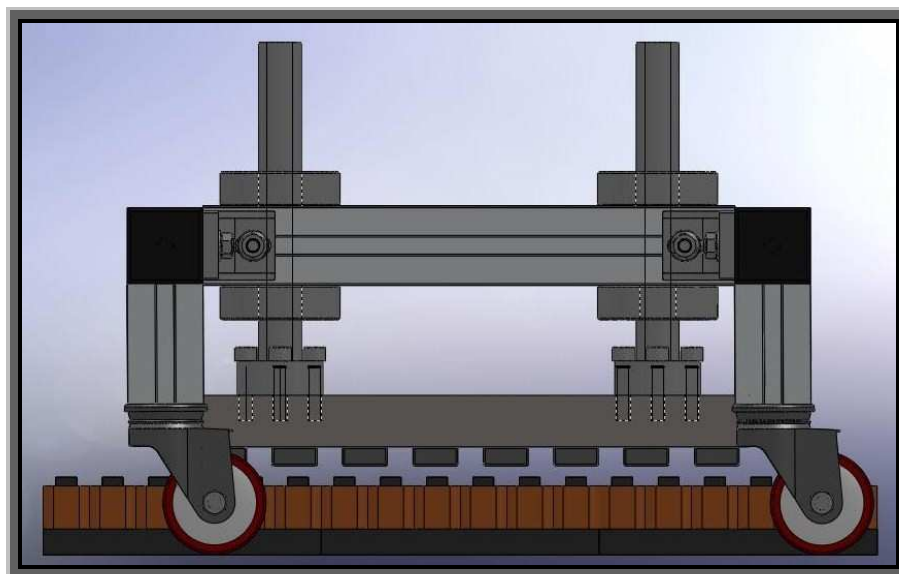
La estrategia de diseño es definir de la manera más exacta posible los elementos del MLSIP más críticos desde un punto de vista mecánico, es decir, diseñar con mucho mayor grado de detalle el deslizador que es en definitiva la parte del MLSIP que se mueve y que generará los posteriores estudios mecánicos mediante el programa de elementos finitos Algor. De tal manera el diseño del estator no conllevará finalmente ningún tipo de estudio posterior.

En la figura 10 se muestra el resultado de CAD al establecer las diferentes relaciones geométricas de posición entre los diferentes subconjuntos y piezas del motor.



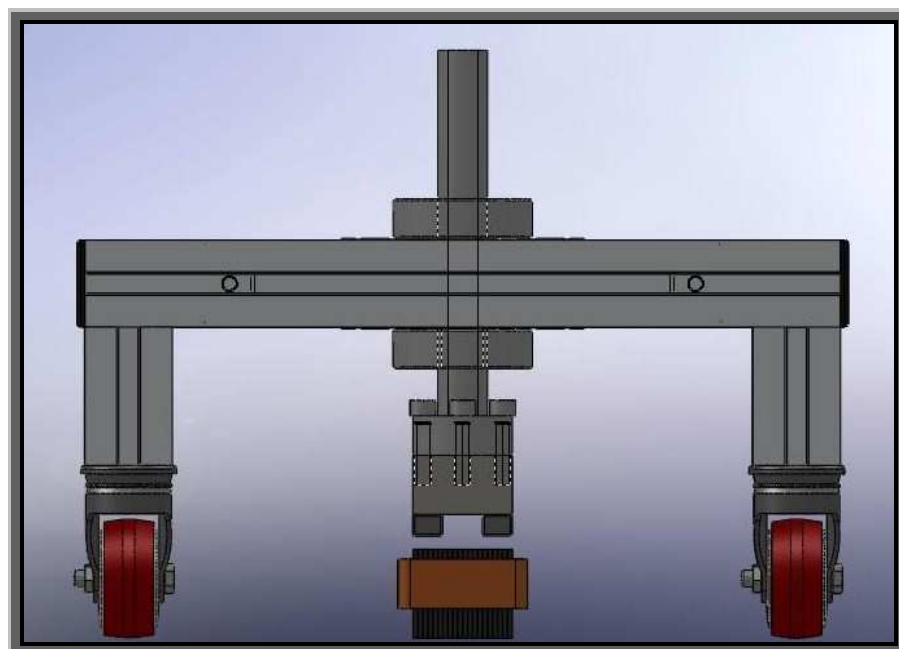
**Fig. 10:** Vista isométrica del conjunto final del MLSIP.

En la figura 11 se muestra una vista lateral del MLSIP.



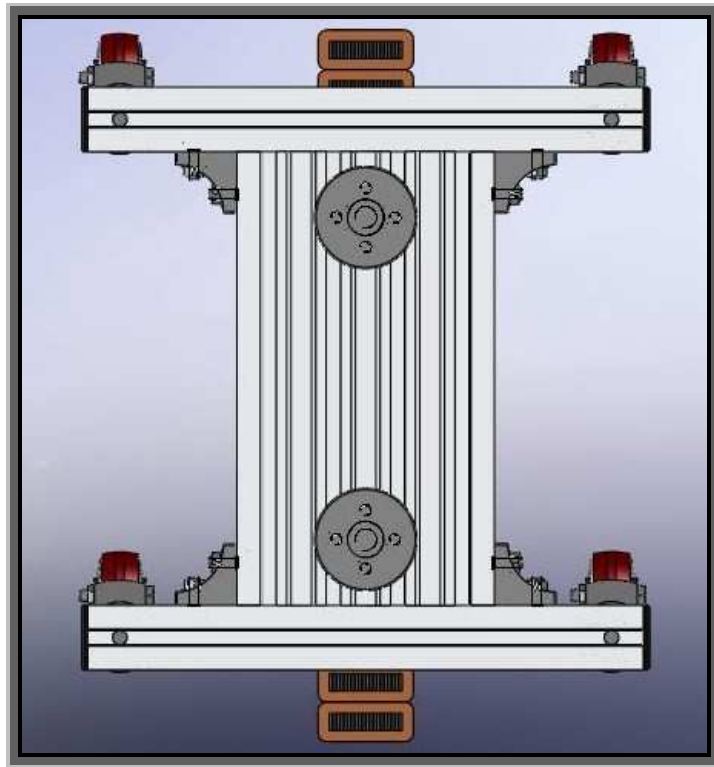
**Fig. 11:** Vista lateral del conjunto final del MLSIP.

En la figura 12 se muestra una vista frontal del MLSIP.



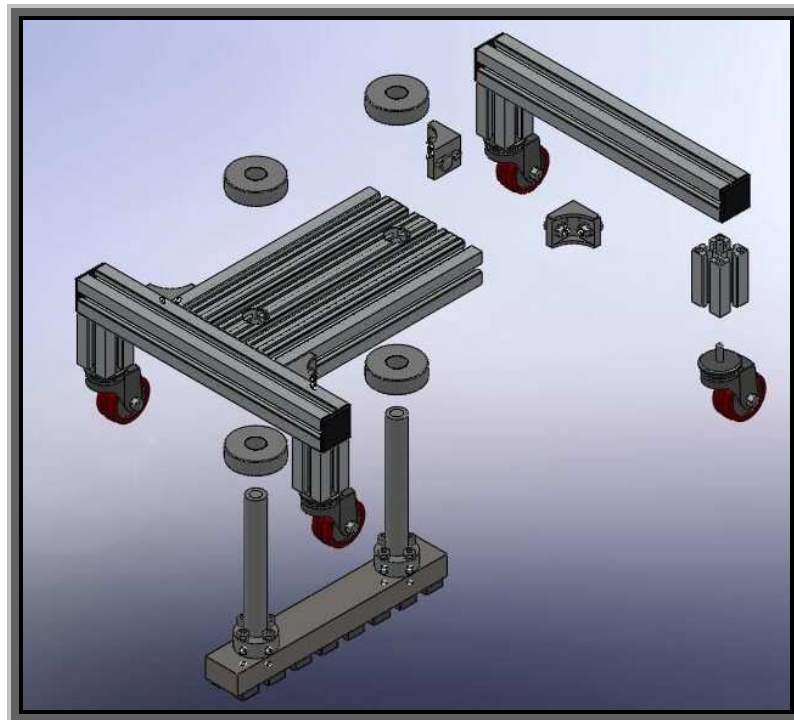
**Fig. 12:** Vista frontal del conjunto final del MLSIP.

En la figura 13 se muestra una vista de la planta del MLSIP.



**Fig. 13:** Vista de la planta del conjunto final del MLSIP.

En la figura 14 se muestra una vista explosionada del deslizador del MLSIP para tratar de ver con más claridad los elementos y el montaje del mismo.



**Fig. 14:** Vista isométrica del explosionado del deslizador del MLSIP.

### 3.1. MODELO 3D OPTIMIZADO DEL DESLIZADOR.

El número de nodos que conforma la malla está directamente relacionado con el tamaño de la matriz de rigidez del sistema, es decir, con el número de ecuaciones que conforman el sistema que modela el problema.

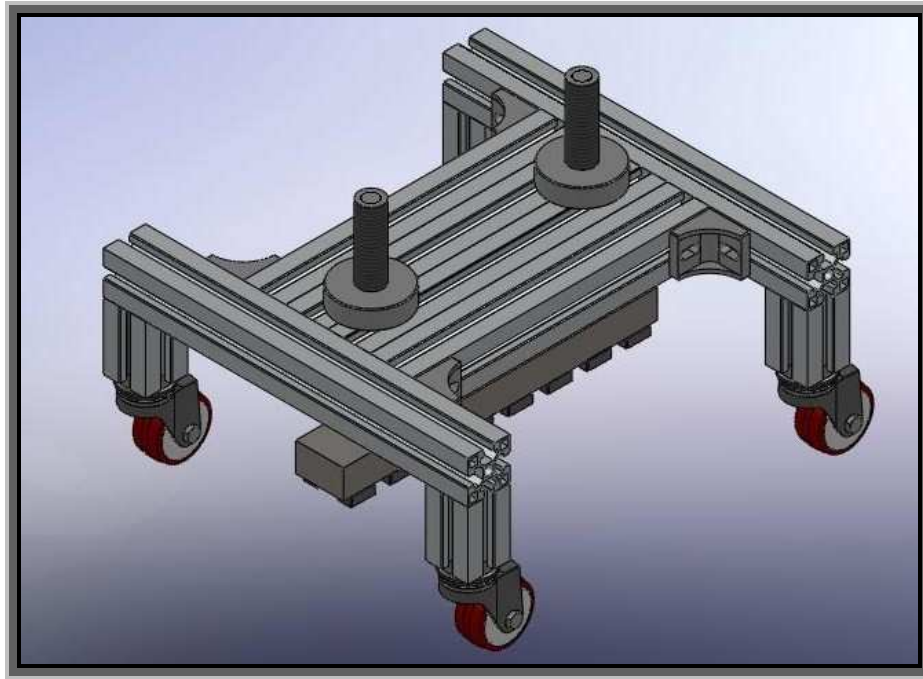
La solución de este sistema de ecuaciones es el resultado de la simulación. El tamaño del sistema de ecuaciones es también indicativo del grado de acercamiento a la completitud del problema a estudio, entendiéndolo como completitud el hecho de que el modelo sea lo más fiel posible y asumible computacionalmente.

El tamaño del sistema también es representativo del coste que representa su solución; es por esto que la optimización del sistema es importante en cuanto al ahorro en tiempo a la hora de simular. [8]

Debido a los problemas generados al mallar el modelo 3D del deslizador por interferencias generadas entre piezas y por huecos en las piezas, y más especialmente a limitaciones de hardware, se obtiene un modelo optimizado que está más simplificado pero que cumple y tiene la misma validez que el modelo más detallado.

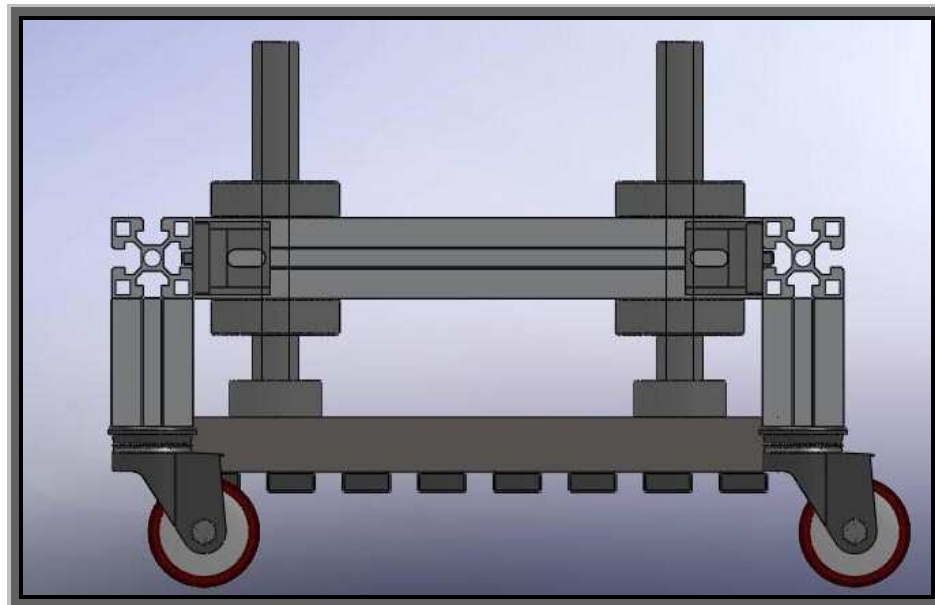
Dicha optimización se basa en eliminar del modelo del deslizador los tornillos y tuercas de las escuadras, eliminar las tapas de plástico de los perfiles de aluminio de la estructura del deslizador, eliminar los tornillos de unión de las patas con los palieres, y eliminar los tornillos de cabeza allen y rellenar los taladros de dichos tornillos con lo que se compensa el peso perdido al eliminar éstos. Estas piezas que han sido eliminadas no se consideran fundamentales en los posteriores ensayos mediante FEM ya que el porcentaje de masa con que contribuyen al conjunto se considera despreciable. También hay que destacar que las piezas que constituyen el conjunto de las ruedas no sufren ningún cambio ya que en principio se consideran partes sensibles en las posteriores simulaciones de elementos finitos.

En la figura 15 se presenta el resultado de estas modificaciones sobre el modelo 3D del deslizador del motor.



**Fig. 15:** Vista isométrica del modelo 3D optimizado del deslizador del MLSIP.

En la figura 16 se presenta la vista lateral del modelo 3D del deslizador en la que se puede observar la eliminación de los tornillos de cabeza allen además de la eliminación las tapas de plástico, los tornillos y tuercas de las escuadras, y los tornillos de unión de las patas y palieres.

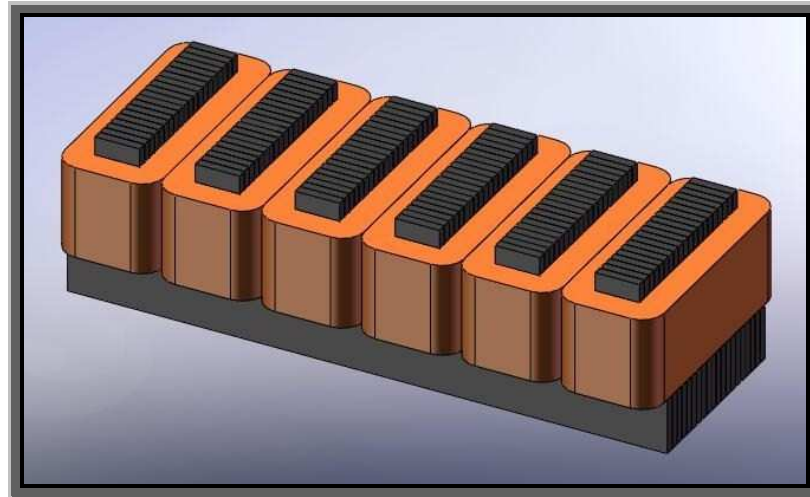


**Fig. 16:** Vista lateral del modelo 3D optimizado del deslizador del MLSIP.

Debido a todos estos cambios se pasa del Modelo 3D que tenía 103 piezas al Modelo 3D Optimizado con 66 piezas.

### 3.2. MODELO 3D DEL ESTATOR.

El estator no presentará ningún tipo de modificación con lo que sólo habrá un modelo 3D de estator. Esto se debe a que no se realizará a posteriori ningún tipo de simulación en el que intervenga el estator. En la figura 17 se muestra una vista de un tramo del estator del MLSIP.



**Fig. 17:** Vista isométrica de un tramo del estator del MLSIP.



#### 4. ANÁLISIS DE LOS MODOS DE VIBRACIONES.

El análisis modal se ha convertido en una de las mejores herramientas para la invención y mejoras para el diseño de las estructuras dinámicas. En la actualidad en los diseños complejos mecánicos, aeronáuticos o estructuras civiles, se busca que éstos sean mucho más ligeros, flexibles y sobre todo más resistentes. Estas demandas dinámicas en las estructuras de hoy suelen hacer susceptibles las vibraciones no deseadas.

El análisis modal es el proceso para determinar las características dinámicas del sistema en forma de frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y forma de los modos, y así usándolos para formular un modelo de comportamiento dinámico. El modelo obtenido es el llamado modelo modal de un sistema y su información es referida como su información modal. [9]

El análisis modal esta basado en el hecho de que la respuesta de vibración de un sistema lineal dinámico de tiempo invariante puede ser expresado como la combinación lineal de movimientos simples armónicos llamados los modos naturales de vibración.

Los modos naturales de vibración son determinados completamente por sus propiedades físicas (masa, dureza y amortiguamiento) y su distribución espacial. Cada modo esta descrito en términos de sus parámetros modales: frecuencias naturales, los factores de amortiguación modal, y las características de los patrones de desplazamiento llamados modos. Cada uno corresponde a su frecuencia natural. El grado de participación de cada modo natural abarcando toda la vibración correspondiente es determinado por las propiedades del ambiente de excitación y por sus modos en el sistema. [10]

Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe hacerse antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas (fundamental para evitar la resonancia).[11] Este análisis se hace por tanto necesario en este caso ya que en sistemas mecánicos de estructuras dinámicas relacionadas con sistemas electromagnéticos generadores de altas frecuencias vibratorias, éstas pueden ser perjudiciales al entrar el conjunto en una de estas frecuencias de resonancia.

La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de vibración característico de dicho cuerpo. En estas circunstancias el cuerpo vibra, aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento tras cada una de las actuaciones sucesivas de la fuerza.[12] Este estado de vibración consiste en que para cualquier cuerpo sólido excitado próximo a su frecuencia natural propia se origina una onda vibratoria característica en la que se ve multiplicada la amplitud dinámica de la misma sin que por ello aumente necesariamente el valor de la fuerza externa que la está generando. Esta onda vibratoria de gran amplitud genera grandes tensiones dentro del material que podría llegar a colapsar.

Es por esto que en las últimas décadas se tiene un gran número de casos de aplicación que se han reportado del análisis modal, en el cual se han cubierto una gran parte del área de la ingeniería, ciencia y tecnología. La mayoría de las aplicaciones prácticas del análisis modal estaban gran parte relacionadas con la ingeniería aeronáutica, ingeniería automotriz y de la ingeniería mecánica en particular aunque en la actualidad el hecho es que la aplicación del análisis modal ha tomado fuerza de una forma interdisciplinaria. [9]

Por tanto las pretensiones son determinar cuales son los elementos del deslizador del MLSIP más críticos para los diferentes modos de vibración. Hay que decir que el estator no se tiene en cuenta en estos estudios modales.

#### 4.1. ENSAYO.

El programa de simulación *Algor* será el elegido para realizar los ensayos. *Algor* realiza las simulaciones trabajando con elementos finitos, es decir, se crea una malla volumétrica en este ensayo ya que el modelo es 3D, basada en nodos puntuales que divide el material en parcelas más o menos grandes de trabajo sobre las que realiza los cálculos de simulación.

El modelo que se utilizará para el ensayo de modos de vibración será el Modelo 3D Optimizado que se enseña en el apartado 3.1. debido a la menor problemática con el mallado. Además de esto también se consigue una mayor optimización en el tamaño de mallado ya que al haber menos número de piezas, se obtiene un menor número de nodos en el mallado y con ello una mayor rapidez de cálculo.

La metodología a seguir para la preparación de las piezas del Modelo 3D Optimizado antes de realizar el ensayo de modos de vibración (Frecuencia Natural Modal) u otro ensayo es la siguiente:

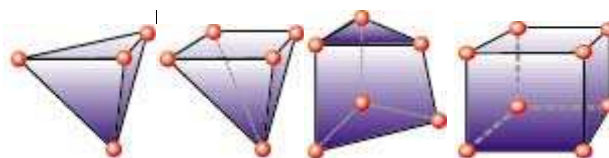
- Modelado del deslizador: El Modelo 3D Optimizado es importado al programa *Algor* desde el programa *SolidWorks* de CAD.
- Definir tipo de elemento: En este paso se debe seleccionar el tipo de elemento finito que es más apropiado para modelar el sistema físico.
- Definir parámetros del elemento: En este paso se define el comportamiento y propiedades del modelo de material del elemento a simular.
- Mallado del modelo: Este paso puede realizarse antes o después de definir el material de las piezas, sólo con tener definido el tipo de elemento finito y los parámetros del mismo. La malla se realizará de acuerdo al tipo de elemento finito que se halla determinado con anterioridad.
- Definir material: El programa *Algor* dispone de una amplia base de datos de materiales que pueden ser asignados a cada una de las piezas del modelo. Estos materiales tienen asignados unas matrices de rigidez que relacionan los desplazamientos nodales con una carga aplicada en un nodo. El ensamblado de todas las matrices de rigidez implica aplicaciones de equilibrio de toda la estructura.

- Definir condiciones de contorno: Se deben definir las condiciones de frontera (coacciones) para que pueda ser preformado el análisis.
- Aplicar cargas: Hay que aplicar las cargas externas para cada ensayo como fuerzas uniformes, cargas concentradas o momentos. Además hay que definir en cada caso la curva de aplicación de dichas cargas a lo largo del tiempo en lo que viene a definirse como curva de carga.
- Cálculo del análisis a estudiar.

El caso que nos compete es el estudio de los modos de vibración que se realizará mediante un análisis lineal de Frecuencia Natural Modal. El número de modos de vibración será restringido a los 50 primeros modos de vibración ya que a partir de cierto número de ellos las frecuencias obtenidas son bastante altas y resultará más probable encontrar las frecuencias bajas en su vida útil de trabajo según ha quedado demostrado en anteriores trabajos de análisis modal. [13]

Como se ha explicado anteriormente el Modelo 3D Optimizado se genera mediante el programa *SolidWorks* de CAD y es exportado al programa *Algor* gracias a la compatibilidad entre ambos. El modelo optimizado se compone de 66 piezas a diferencia del Modelo 3D (sin optimizar) que se compone de 103 piezas y cuyas relaciones de posición fueron ya definidas en el programa *SolidWorks* y exportadas también a *Algor*.

Una vez tenemos el modelo en *Algor*, definimos el tipo de elemento que se usará en el posterior mallado. Se establece que debido a la tridimensionalidad del modelo, el elemento finito idóneo sea el elemento tipo **Brick**. Los elementos Brick pueden ser de cuatro, cinco, seis u ocho nodos cada uno como se muestra en la figura 18. Estos elementos se utilizan para simular el comportamiento de sólidos.



**Fig. 18:** Elementos tipo Brick.

Posteriormente a elegir el tipo de elemento, se definen los parámetros del mismo, es decir, se definen las propiedades que lo van a caracterizar. Las características a definir son el **Modelo de Material** que se elegirá **Isotrópico** ya que se supone que las propiedades del material son las mismas en todas las direcciones del espacio, y los **Nodos Intermedios** son los nodos que están en medio de cada una de las aristas de cada elemento tipo Brick y están **No Incluidos** ya que no se ve necesario su uso.

En cuanto se define el tipo de elemento y se definen los parámetros del mismo entonces el programa permite realizar el mallado. El mallado sirve para dividir cada una de las piezas del modelo en los elementos anteriormente definidos con lo que se va a conseguir un sistema discreto y continuo con el que vamos a poder simular nuestro ensayo mediante el análisis de cálculo pertinente que en este caso es un análisis lineal de Frecuencia Natural Modal.

La discretización, es un proceso de modelación que consiste en la división de un cuerpo, de manera equivalente, en un sistema que se conforma por cuerpos de menor tamaño a los que les daremos el nombre de “Elementos finitos”, que son conectados entre sí por medio de puntos comunes llamados nodos, éstos a su vez pueden llegar a formar superficies y volúmenes de control completamente independientes entre sí y que son afectados por las condiciones de frontera que afectan al cuerpo estudiado. [9]

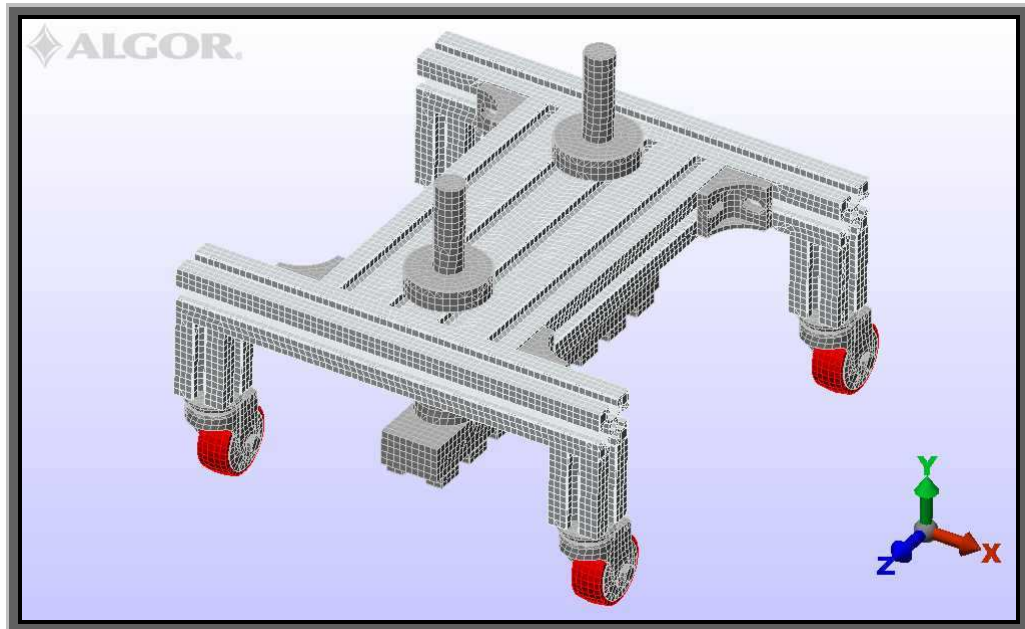
El mallado de este Modelo 3D Optimizado tiene como premisa que va a tener la misma densidad de mallado todas las piezas del modelo ya que no se hace necesario el refinamiento de ninguna de las piezas. Partiendo de esto se puede definir las características del mallado con un 300% de porcentaje automático ( $5,77181 \text{ mm}^2$ ) para el mallado superficial y el mallado sólido mediante bricks y tetraedros.

Los resultados de este tipo de malla sobre el modelo son los que se muestran en la tabla siguiente:

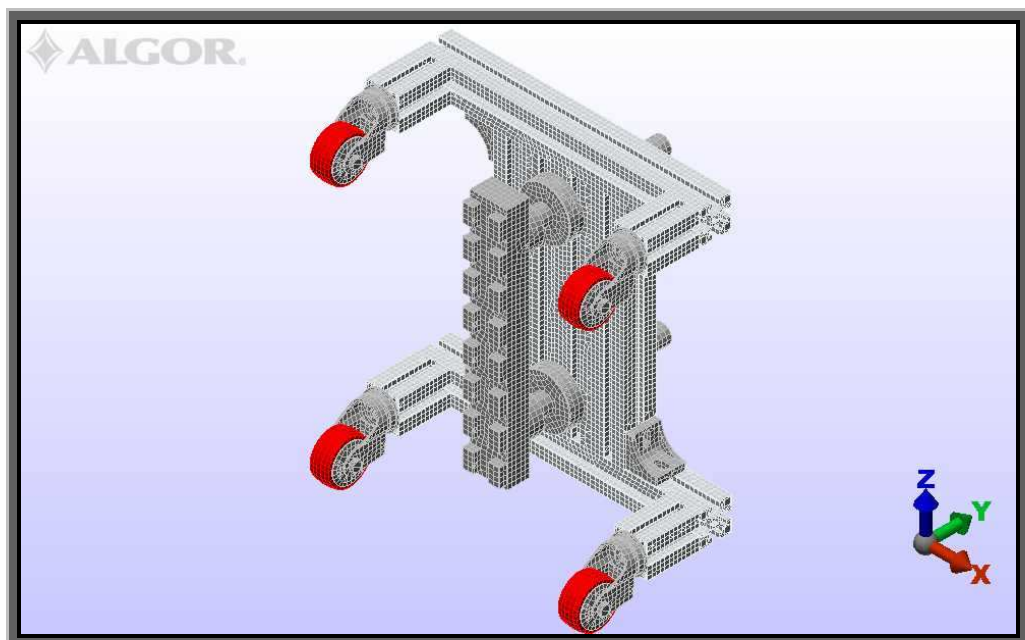
Tipo de mallado	Piezas	Nodos Físicos
Mallado superficial del sólido	66	66963
Mallado del sólido	66	171644

**Tabla 1:** Resumen del mallado del Modelo 3D.

Una vez creada la malla, el conjunto del modelo presenta el siguiente resultado de las figuras 19 y 20.



**Fig. 19:** Vista detalle superior modelo mallado.



**Fig. 20:** Vista detalle inferior modelo mallado.

Los contactos son generados automáticamente una vez se ha mallado el modelo a partir de las relaciones de posición que se establecieron al generar el modelo en *SolidWorks* y los tipos de contactos entre piezas que se generan son los predeterminados por el programa *Algor*, es decir, son contactos de tipo *Pegado*. Estos contactos no son modificados ya que no se ve necesario su modificación para los tipos de ensayos que se llevarán a cabo con este Modelo 3D Optimizado.

Una vez mallado el Modelo 3D Optimizado del deslizador del MLSIP, el siguiente paso es asignar a cada una de las piezas el material del que está compuesto con lo que se consigue asignar matrices de rigidez para calcular desplazamientos nodales a partir de cargas aplicadas. Para ello, el mismo programa *Algor* posee una biblioteca con una gran variedad de materiales con sus propiedades mecánicas ya determinadas. En caso de que el programa no facilitase dentro de su biblioteca el tipo de material que se está buscando, éste ofrece la posibilidad de crear un nuevo material con las características exactas que se requieran a partir del mismo. A pesar de esto no se ha creado ningún material adicional, no porque no hiciera falta, ya que el material de la aleación de los imanes (Nd-Fe-B) no se encontraba en la base de la biblioteca pero finalmente se les asigna un material que sí se encuentra en la biblioteca; éste es hierro (Fe). El resto de materiales es facilitado por la base de la biblioteca.

Para las piezas que están construidas con perfil de aluminio anodizado como son las patas, los palieres y el cuerpo del deslizador se selecciona un tipo de aluminio que se encuentra en la base de datos de la biblioteca partiendo de los datos reales facilitados por la empresa fabricante del perfil. Teniendo en cuenta que el perfil real tiene un peso de 2,1 Kg/m se selecciona el material de la siguiente tabla 2.

Aluminum 1050-H14 -Brick	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	ALGOR Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	2705 Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	69000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,33
Módulo elástico a cortante	26000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de dilatación térmica	2,36E-005 1/°C

**Tabla 2:** Propiedades del Aluminum1050-H14 –Brick.

Para las piezas formadas por acero como son los tornillos, tuercas, tapacubos, cilindro-eje y estructura de las ruedas se eligió el material de la siguiente tabla 3.

Aisi 1005-Steel -Brick	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	ALGOR Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	7872 Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	200000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,29
Módulo elástico a cortante	80000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de dilatación térmica	1,26E-005 1/°C

**Tabla 3:** Propiedades del Aisi 1005-Steel –Brick.

Para las piezas que comprenden los grandes tornillos y grandes tuercas que unen el sistema de excitación electromagnética y el cuerpo del deslizador se elige un aluminio de alta densidad que es el que más se aproxima a la realidad. Para éstas se elige el material de la siguiente tabla 4.

Alumina 99.9%-Al2O3 -Brick	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	ALGOR Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	3960 Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	370000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,22
Módulo elástico a cortante	150000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de dilatación térmica	0 1/°C

**Tabla 4:** Propiedades del Alumina 99.9%-Al2O3 -Brick.

Como se explico anteriormente, el material elegido para los imanes es el Hierro. El mismo material será el elegido para el prima del sistema de excitación electromagnética ya que es de hierro fundido. Sus propiedades se presentan en la siguiente tabla 5.



Iron-Fe -Brick	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	ALGOR Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	7870 Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	200000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,291
Módulo elástico a cortante	87000 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de dilatación térmica	1,22E-005 1/°C

**Tabla 5:** Propiedades del Iron-Fe -Brick.

Finalmente se asigna el material plástico de las ruedas, es decir, de la pieza del conjunto rueda giratoria que está en contacto con el suelo y que gira en torno al cilindro perforado que actúa de eje. El material plástico del prototipo es un polipropileno y dentro de la librería de Algor se elige el Acetal (Copolymer) ya que los copolímeros son un tipo de polipropilenos. El material es el que se muestra en la siguiente tabla 6.

Acetal (Copolymer)	
Modelo del material	Standard
Archivo fuente del material	ALGOR Material Library
Fecha de última actualización	2004/10/28-16:02:00
Descripción del material	None
Densidad de masa	1430 Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	2758 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0,38
Módulo elástico a cortante	1000,3 N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de dilatación térmica	0,000082979 1/°C

**Tabla 6:** Propiedades del Acetal (Copolymer).

Para todos estos materiales hay que destacar el punto a partir del cual el material comienza a plastificar y abandona la zona elástica ya que el criterio que se utiliza para determinar si un material ha colapsado es el criterio de plasticidad. Una vez conocido el módulo de elasticidad de cada uno de los materiales de las piezas es cuando se puede obtener la tensión máxima a partir de la cual el material comienza a plastificar.

El material Aluminum1050-H14 colapsará según el criterio de plasticidad cuando se supera la deformación  $\varepsilon = 2 \%$ . Por tanto la tensión máxima es la siguiente:

$$\varepsilon = 0,002$$

$$\sigma = E \times \varepsilon$$

$$\sigma_{\text{lim}} = 69000 \text{ Mpa} \times 0,002 = 138 \text{ Mpa}$$

De la misma forma todo el resto de materiales colapsará según el criterio de plasticidad cuando se supera la deformación  $\varepsilon = 2 \%$ . Por tanto la tensión máxima del límite elástico para cada uno es la siguiente.

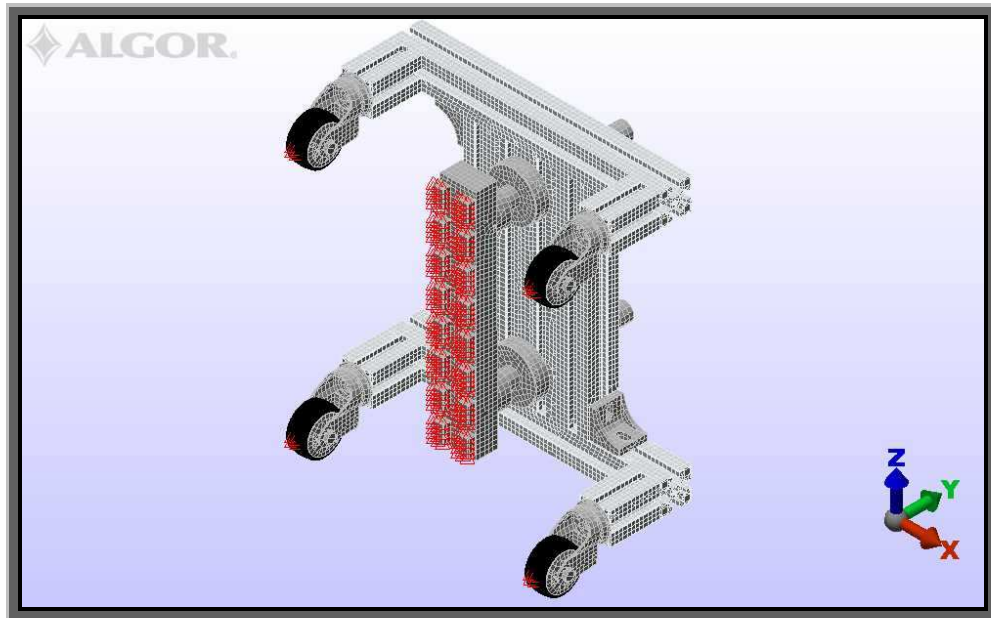
<b>MATERIAL</b>	<b><math>\sigma_{\text{lim}}</math> ( Mpa )</b>
Aluminum1050-H14	138
Aisi 1005-Steel	400
Alumina 99.9%-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	740
Iron-Fe	400
Acetal (Copolymer)	5,52

**Tabla 7:** Límite elástico de materiales.

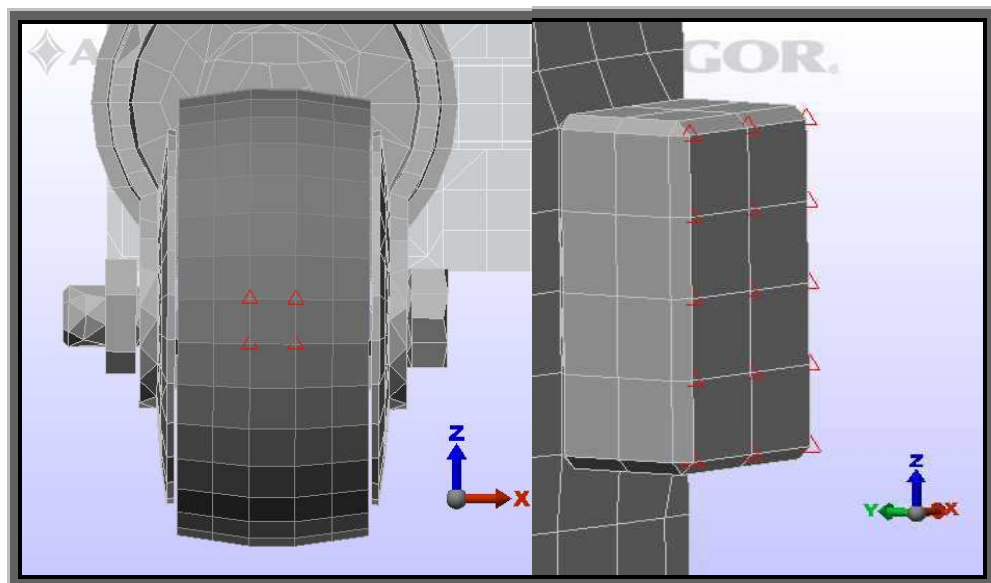
Puede observarse los altos valores del límite de elasticidad que tienen los materiales en general a excepción del material plástico que en relación es ínfimo. Es por tanto que en las piezas que tienen este material hay que tener especial cuidado en su estudio.

Una vez determinadas las propiedades de todos los materiales del deslizador del MLSIP, hay que disponerse a decidir y establecer las condiciones de contorno oportunas para cada simulación. En este caso el análisis que nos concierne en este momento es el de Frecuencia Natural Modal, y se decide que las coacciones lógicas a las que debe estar sometido el modelo son las de las fijaciones de los imanes y las fijaciones donde se apoyarán sobre el suelo las ruedas. Para ello se bloquean los 6 grados de libertad (desplazamientos en  $x$ ,  $y$ ,  $z$  y giros en  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) de imanes y ruedas como se muestra en la figura 21. La explicación de la decisión de imponer estas condiciones de contorno se debe por un lado a que las ruedas son las piezas del modelo que están en continuo contacto o apoyo con el suelo y por otra parte los imanes, porque

son las piezas del modelo que aunque no están en contacto ni apoyadas en ninguna otra pieza, sí que están sometidas a las diferentes fuerzas tanto de atracción como de empuje.



**Fig. 21:** Vista detalle coacciones del modelo.



**Fig. 22:** Vista detalle coacciones de la una rueda y un imán.

En la figura 22 puede observarse como las coacciones sobre la rueda se aplican en la zona del hipotético contacto justo en los cuatro nodos de la banda central que es la que verdaderamente está en contacto. En el imán las coacciones se aplican sobre los nodos de la superficie externa.



Según la metodología del guión a seguir para realizar un análisis sobre un modelo, éste sería el momento de aplicar las cargas, fuerzas externas o momentos. En el caso del análisis de Frecuencia Natural Modal no se requieren cargas ya que este tipo de análisis no lo requiere. Hay que decir no obstante que hay otros tipos de análisis modales como son el caso del de la respuesta de la frecuencia en el que se necesita una carga externa que haga la función de “excitador”.

Este es el momento en que puede realizarse finalmente el análisis lineal de Frecuencia Natural Modal para el estudio de los distintos modos de vibración.

## 4.2. RESULTADOS.

Los resultados de estos análisis se utilizan para predecir el comportamiento dinámico del prototipo ya que mediante ensayos experimentales se hace muy costoso y los resultados serían mucho más limitados. Este análisis arroja unos resultados que posteriormente pueden ser comparados con pruebas experimentales o con otros análisis o simulaciones de elementos finitos tanto estáticos como dinámicos. Cabe destacar que la decisión de la aplicación de las fijaciones en este análisis repercute en los resultados de forma considerable por lo que se espera dicha decisión sea satisfactoria para el estudio del análisis. Debido a las coacciones elegidas que convierten a la estructura en hiperestática se observará posteriormente que las frecuencias de modos son muy altas y por tanto para generar desplazamientos perceptibles hay que generar altas frecuencias.

Los resultados obtenidos dependen de los parámetros requeridos en el análisis. En este análisis se requirió un rango de frecuencias de 0-10000 Hz como se muestra en la tabla 7.

<b>Datos del programa <i>Algor</i></b>	
Número de modos a calcular	50
Frecuencia de corte inferior	0 Hz
Frecuencia de corte superior	10000 Hz
Modos de modelos rígidos	1
Máximo número de iteraciones	32
Valor de convergencia para el autovalor	0,00001

**Tabla 8:** Parámetros de análisis del programa.

En la siguiente tabla 8 se muestran los resultados obtenidos para el Modelo 3D Optimizado de los valores máximos de desplazamiento en magnitud para cada modo de vibración y frecuencia propia. Hay que decir que los valores mínimos de desplazamiento en magnitud son 0 mm para todos los modos de vibración.

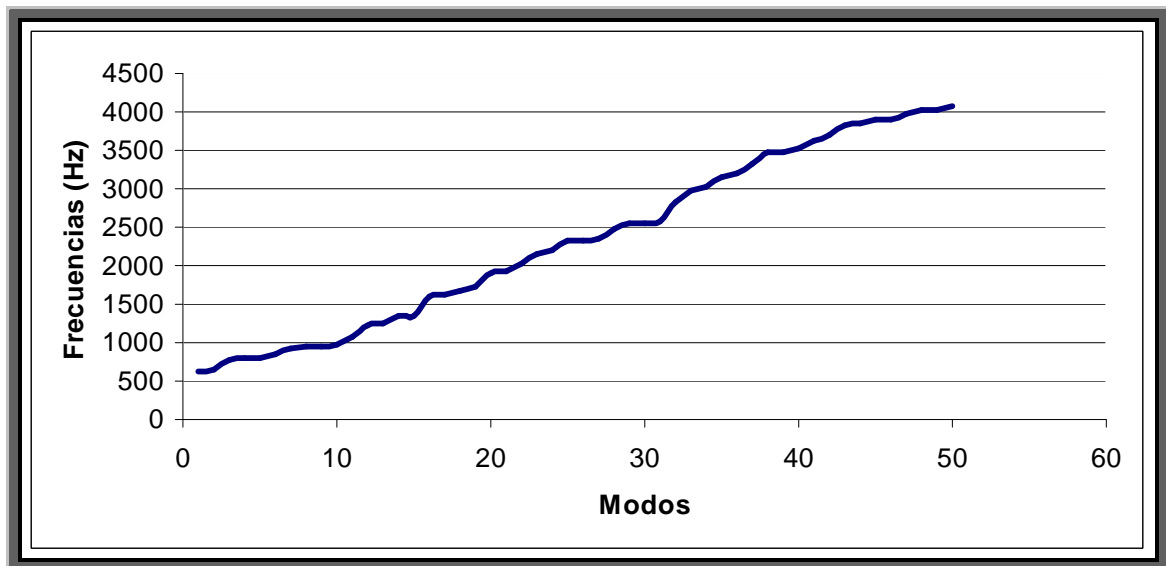


MODOS	FRECUENCIAS (Hz)	DESPLAZAMIENTO MÁXIMO (mm)
1	616,128	25,3786
2	658,249	24,9365
3	770,408	78,2721
4	792,464	65,1890
5	804,747	68,5662
6	858,993	49,9509
7	919,260	46,8969
8	946,788	50,9424
9	951,652	55,2929
10	967,058	55,2801
11	1067,99	30,0245
12	1236,88	64,2685
13	1243,10	62,6375
14	1339,72	45,3275
15	1360,65	57,6055
16	1610,83	56,4039
17	1634,01	80,2744
18	1675,89	77,1212
19	1720,92	64,1682
20	1911,95	78,4899
21	1915,26	61,0821
22	2028,34	89,2365
23	2158,41	54,4120
24	2195,32	57,2631
25	2314,86	77,1771
26	2335,75	48,8935
27	2343,42	42,8395
28	2482,51	108,2100
29	2551,82	122,2740
30	2557,71	105,9300
31	2583,35	156,4290
32	2825,37	78,0210
33	2964,53	51,4032
34	3035,29	70,7494
35	3162,41	123,4240
36	3191,57	77,3212
37	3331,02	127,2790
38	3464,47	91,7956
39	3479,60	101,5860
40	3537,04	62,5160
41	3637,36	92,6373
42	3694,97	85,0299
43	3814,64	159,5160
44	3861,27	112,6520
45	3906,01	131,2860
46	3910,77	142,9250
47	3977,96	114,5680
48	4028,94	116,7020
49	4037,40	170,4970
50	4083,02	107,8080

**Tabla 9:** Modos, frecuencias propias y desplazamientos máximos.

Hay que decir que en la tabla de desplazamientos máximos se hace notar que en los 50 primeros modos de vibración del Modelo 3D Optimizado del deslizador del MLSIP la mayoría de desplazamientos máximos corresponden a las diferentes piezas que constituyen los cuatro conjuntos de ruedas giratorias. Esto es debido a su disposición geométrica y constructiva tanto como a los materiales plásticos por ejemplo con que esta compuesta la rueda con lo que se ejerce en conjunto una menor oposición a cualquier vibración forzada.

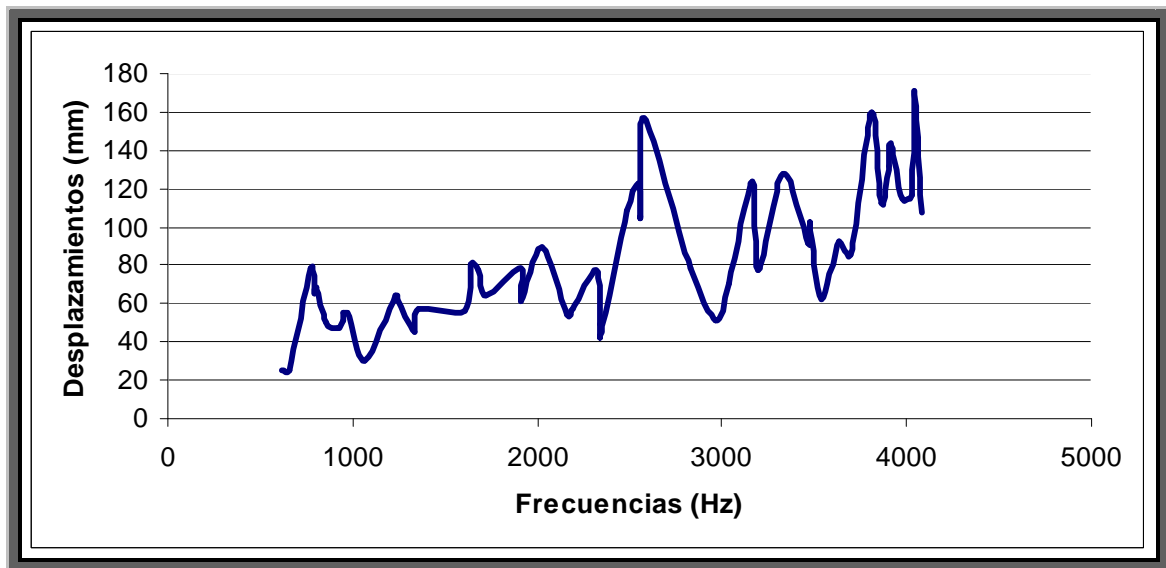
La representación gráfica 1 nos sirve para ver de forma más intuitiva la correspondencia de los modos de vibración con las frecuencias propias de cada uno de ellos.



**Graf. 1:** Modos de vibración vs. frecuencias propias.

De esta gráfica se desprende algo que se ve a primera vista. Las frecuencias de resonancia crecen gradualmente con una pendiente prácticamente constante con lo que se puede decir que aumenta según una función lineal a lo largo de los diferentes modos. No hay saltos bruscos entre las frecuencias con lo que queda demostrado que todas ellas pertenecen al mismo sistema.

En la siguiente gráfica 2 puede verse como la linealidad que había en el anterior gráfico desaparece; se consiguen los mismos desplazamientos en rangos de frecuencia muy grandes. Además pueden apreciarse picos de grandes desplazamientos en intervalos de frecuencias pequeños lo que nos corrobora la poca homogeneidad del sistema lo cual es debido a la disparidad en la geometría, disposición y diseño de las piezas del modelo.



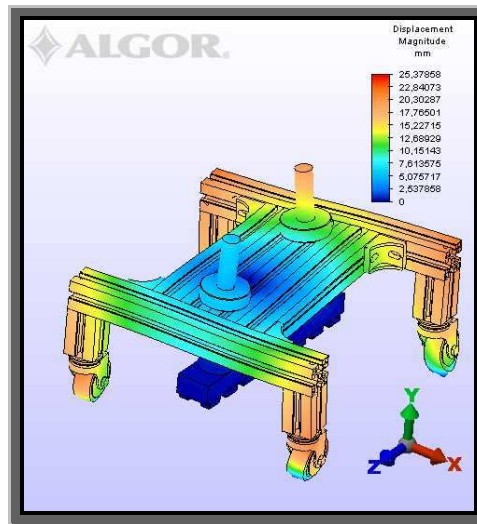
**Graf. 2:** Frecuencias propias vs. desplazamientos máximos en magnitud.

Los desplazamientos que ofrece Algor para cada modo de vibración son valores ponderados que tratan de medir el efecto que sucede una vez se libera la energía de la vibración para poder comparar el grado de deformación de la estructura en los diferentes casos estudiados. Esto quiere decir que estos valores obtenidos son las mediciones de cómo se comporta la pieza pero con valores imaginarios. Estos valores no corresponden a valores reales ni se puede esperar que vaya a tener un desplazamiento real.

En la siguiente tabla 9 se muestran los valores obtenidos mediante Algor referidos al desplazamiento en porcentaje de masa para cada uno de los modos de vibración. Estos porcentajes de masa sí pueden ser considerados como próximos a la realidad.



Como ejemplo de modo de vibración se presenta a continuación en la figura 23 el modo número 1 en el que pueden observarse los sentidos y direcciones de los ejes.



**Fig. 23:** Ejes en modos de vibración.

Como puede observarse en los ejes Y y Z se generarán los desplazamientos que son importantes en cuanto al comportamiento del prototipo en un movimiento lineal. En cambio el eje X es a lo largo del cual se generarán los desplazamientos importantes en cuanto a un comportamiento del prototipo en un movimiento circular, es decir, en curva.



MODOS	FRECUENCIAS (Hz)	Masa (%)			Acumulado Masa (%)		
		X_dir	Y_dir	Z_dir	X_dir	Y_dir	Z_dir
1	616,128	2,68	0,00	0,01	2,68	0,00	0,01
2	658,249	31,23	0,00	0,02	33,91	0,00	0,03
3	770,408	0,30	0,11	9,21	34,21	0,11	9,24
4	792,464	0,32	0,09	4,25	34,53	0,20	13,49
5	804,747	0,00	0,00	8,10	34,53	0,20	21,59
6	858,993	7,04	0,04	0,08	41,57	0,24	21,67
7	919,260	2,77	0,42	0,00	44,34	0,66	21,67
8	946,788	0,05	3,34	1,42	44,39	4,00	23,09
9	951,652	5,08	0,42	0,24	49,47	4,42	23,33
10	967,058	0,15	1,80	1,41	49,62	6,22	24,74
11	1067,99	0,00	0,00	21,17	49,62	6,22	45,91
12	1236,88	0,20	11,46	0,01	49,82	17,68	45,92
13	1243,10	0,14	6,78	0,12	49,96	24,46	46,04
14	1339,72	0,03	1,02	10,34	49,99	25,48	56,38
15	1360,65	4,48	0,08	0,07	54,47	25,56	56,45
16	1610,83	0,00	0,11	0,01	54,47	25,67	56,46
17	1634,01	0,01	1,63	0,04	54,48	27,30	56,50
18	1675,89	0,00	0,14	1,38	54,48	27,44	57,88
19	1720,92	1,24	0,01	0,00	55,72	27,45	57,88
20	1911,95	0,00	1,58	0,06	55,72	29,03	57,94
21	1915,26	0,04	0,02	0,00	55,76	29,05	57,94
22	2028,34	0,00	0,01	0,93	55,76	29,06	58,87
23	2158,41	0,08	0,42	0,02	55,84	29,48	58,89
24	2195,32	0,01	5,04	0,00	55,85	34,52	58,89
25	2314,86	0,01	1,65	0,03	55,86	36,17	58,92
26	2335,75	4,70	0,30	0,01	60,56	36,47	58,93
27	2343,42	3,98	0,22	0,02	64,54	36,69	58,95
28	2482,51	0,00	2,18	0,10	64,54	38,87	59,05
29	2551,82	0,14	0,03	0,16	64,68	38,90	59,21
30	2557,71	0,08	0,09	0,04	64,76	38,99	59,25
31	2583,35	0,08	0,37	0,04	64,84	39,36	59,29
32	2825,37	0,01	0,07	0,04	64,85	39,43	59,33
33	2964,53	0,00	5,57	0,02	64,85	45,00	59,35
34	3035,29	0,02	0,00	0,00	64,87	45,00	59,35
35	3162,41	0,00	0,00	0,01	64,87	45,00	59,36
36	3191,57	0,00	0,04	2,80	64,87	45,04	62,16
37	3331,02	0,03	0,06	0,12	64,9	45,10	62,28
38	3464,47	0,03	0,76	0,00	64,93	45,86	62,28
39	3479,60	0,20	0,26	0,00	65,13	46,12	62,28
40	3537,04	1,19	0,00	0,00	66,32	46,12	62,28
41	3637,36	0,02	0,39	0,04	66,34	46,51	62,32
42	3694,97	0,05	0,01	0,00	66,39	46,52	62,32
43	3814,64	0,00	0,00	0,01	66,39	46,52	62,33
44	3861,27	0,00	0,02	0,52	66,39	46,54	62,85
45	3906,01	0,01	0,11	0,05	66,40	46,65	62,90
46	3910,77	0,01	0,04	0,01	66,41	46,69	62,91
47	3977,96	0,00	0,00	0,06	66,41	46,69	62,97
48	4028,94	0,00	0,06	1,39	66,41	46,75	64,36
49	4037,40	0,00	0,02	0,03	66,41	46,77	64,39
50	4083,02	0,01	0,19	0,00	66,42	46,96	64,39

**Tabla 10:** Porcentaje de masa desplazada.

A través del conocimiento del desplazamiento de masa del conjunto para cada modo se pueden comparar los grados de intensidad que cada uno de los modos generan al conjunto.

En la tabla 9 puede observarse como el modo de mayor porcentaje de desplazamiento de masa es el modo 2 y además se hace notar que toda la masa se desplaza prácticamente sólo a lo largo de la dirección X. Es con mucho el modo más exagerado comparándolo con el resto de modos. Los porcentajes son:

Masa (%)			Acumulado Masa (%)		
X_dir	Y_dir	Z_dir	X_dir	Y_dir	Z_dir
31,23	0,00	0,02	33,91	0,00	0,03

Se establece que los casos en los que el porcentaje de masa desplazada en magnitud es mayor de un 2%, se los considerará modos con un porcentaje significativo por lo que se les tendrá en cuenta en los estudios.

De acuerdo a lo establecido con anterioridad se advierten dos importantes rangos en el espectro de frecuencias en los que los porcentajes están por encima de un 2% de desplazamiento de masa. El primero de ellos es el que va de los 616,13 Hz hasta los 1360 Hz y abarca desde el modo 1 hasta el modo 15 inclusive. Es el rango de frecuencias más bajo del espectro y es en este rango donde los desplazamientos son críticos y pueden destacarse como muy críticos los modos con más de un 6% como son los modos 2, 3, 5, 6, 11, 12, 13 y 14. El otro rango de frecuencias es el que va de los 2195 Hz hasta los 2482 Hz y abarca del modo 24 hasta el 28. De todos estos modos no hay ninguno que supere el 6% de masa desplazada por lo que ninguno será considerado como crítico. Puntualmente el modo 36 supera el 2% de masa desplazada por lo que debe ser considerado aunque no crítico ya que no supera el 6% de masa desplazada. Hay que destacar la poca influencia que ejercen los rangos de frecuencia más altos sobre los porcentajes de masa desplazada.

En particular hay que destacar el modo 49 que es el que mayor desplazamiento tiene con 170,497 mm pero con un porcentaje de masa desplazada en X = 0,00%, en

$Y = 0,02 \%$  y en  $Z = 0,03 \%$ , que es en magnitud un porcentaje ínfimo. Esto quiere decir que dentro de la poca masa que se desplaza en este modo, se genera el máximo desplazamiento puntual o nodal que no debería de tenerse en cuenta ya que no es un desplazamiento real como se ha explicado anteriormente. Es por esto que no se considerará como modo crítico en los estudios analíticos de modos.

Es por todo esto que se puede concluir que las vibraciones dentro de las bajas frecuencias del espectro son las generadoras de mayor porcentaje de masa desplazada y por tanto serán frecuencias no deseadas. Se deberán evitar especialmente la aparición de vibraciones cercanas a la de resonancia para estos modos mediante la mejora del diseño del conjunto.

#### 4.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Se realizará el estudio del efecto directo que las diferentes frecuencias de resonancia puedan tener en el mecanismo. Se localizarán aquellos de entre todos los modos que tengan una especial relevancia por su característico modo de vibración y que pudiera afectar de manera más notable al conjunto. Esto puede traducirse en que el centro de los análisis de modos recaerá sobre los modos que cumplen con un mayor riesgo sobre el conjunto y que en el apartado anterior ya han sido destacados. Estos modos son el 2, 3, 5, 6, 11, 12, 13 y 14 cuyos datos de porcentaje de masa desplazada se muestran en la tabla 10.

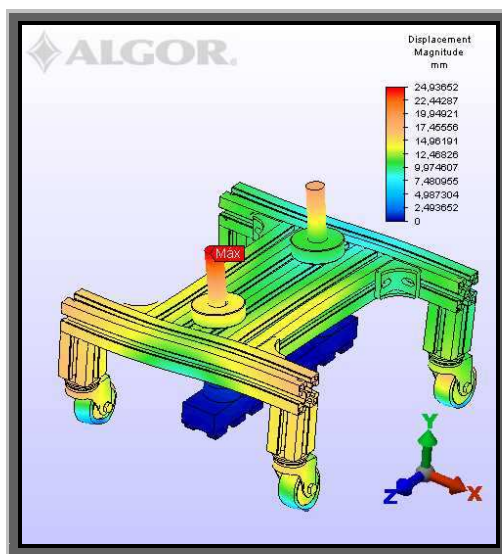
MODOS	FRECUENCIAS (Hz)	Masa (%)		
		X_dir	Y_dir	Z_dir
2	658,249	31,23	0,00	0,02
3	770,408	0,30	0,11	9,21
5	804,747	0,00	0,00	8,10
6	858,993	7,04	0,04	0,08
11	1067,99	0,00	0,00	21,17
12	1236,88	0,20	11,46	0,01
13	1243,10	0,14	6,78	0,12
14	1339,72	0,03	1,02	10,34

**Tabla 11:** Porcentaje de masa desplazada para modos críticos.

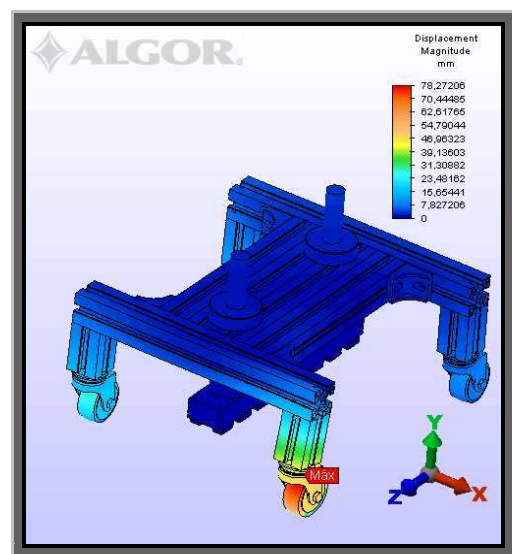
Cabe destacar que otra consideración por la que todos los modos de la anterior tabla son críticos es porque además de tener un porcentaje elevado de masa desplazada,

ésta masa sólo se desplaza prácticamente en una sola dirección del espacio. Es decir, en los modos 2 y 6 la masa se desplaza casi en su totalidad en el eje X con lo que son modos de vibración que implicarían solamente problemas de comportamiento si el prototipo alcanzara dicha frecuencia pero que además el movimiento del prototipo fuera circular o en curva. El resto de modos críticos de vibración desplazan la masa en cada caso en uno de los restantes ejes, es decir, en Y o en Z por lo que sólo si el prototipo alcanzara las frecuencias de dichos modos y además se moviera en línea se generarían estos importantes porcentajes de masa desplazada con lo que se comprometería el buen funcionamiento del prototipo.

Se presentan por ello a continuación los modos que cumplen con un riesgo aceptable para el conjunto dentro de las consideraciones previamente hechas.



**Fig. 24:** Desplazamientos modo 2.



**Fig. 25:** Desplazamientos modo 3.

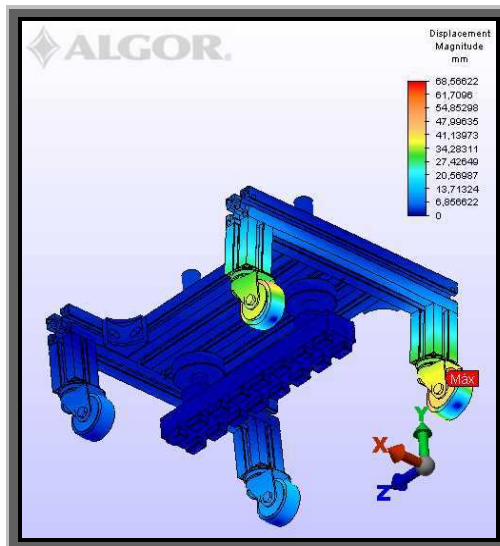


Fig. 26: Desplazamientos modo 5.

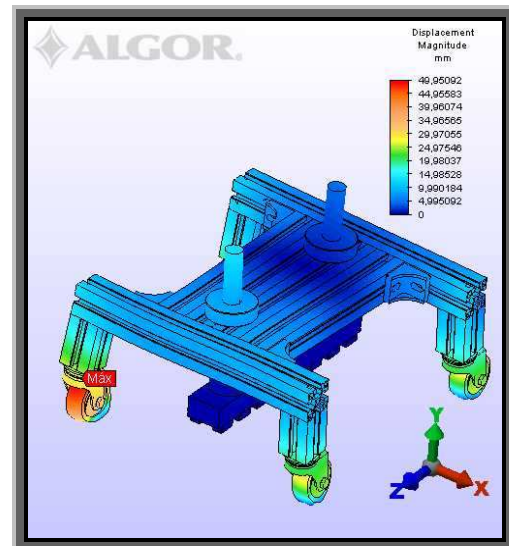


Fig. 27: Desplazamientos modo 6.

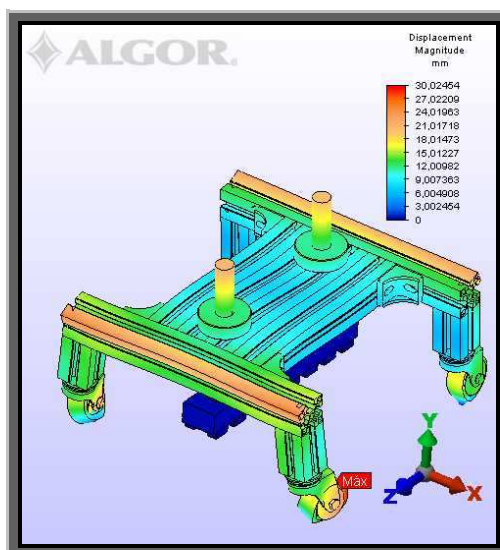


Fig. 28: Desplazamientos modo 11.

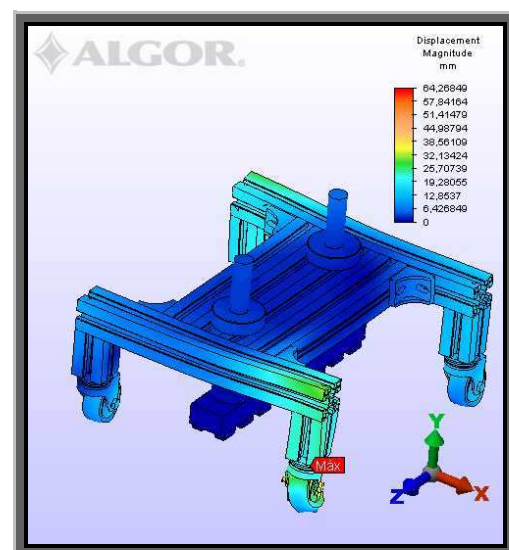


Fig. 29: Desplazamientos modo 12.

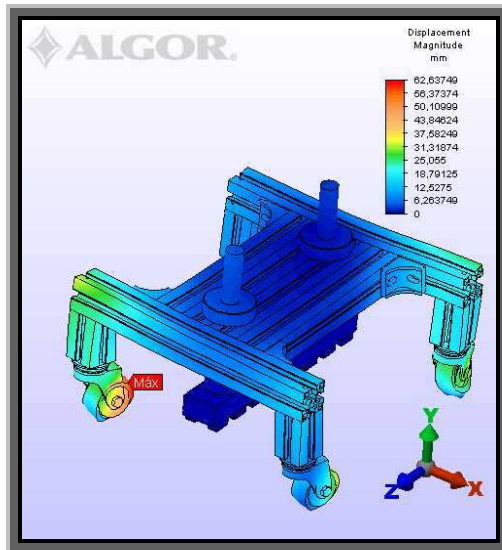


Fig. 30: Desplazamientos modo 13.

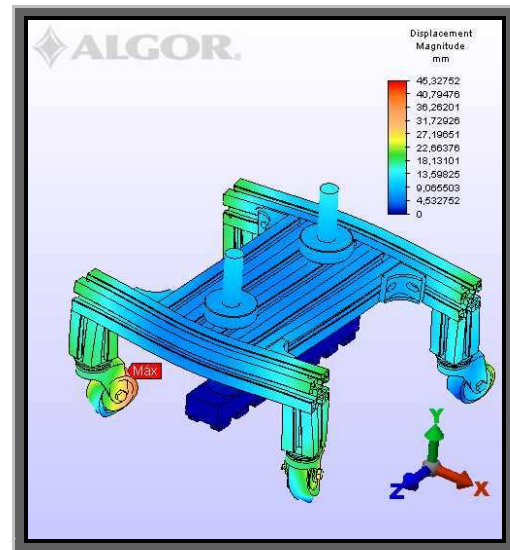
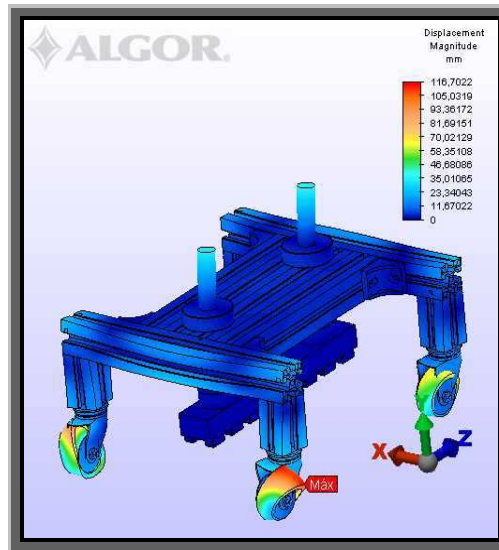


Fig. 31: Desplazamientos modo 14.

Todos estos modos de vibración, correspondientes a los modos 2, 3, 5, 6, 11, 12, 13 y 14, son de los que mayores consecuencias generarían sobre el conjunto del modelo. Como puede apreciarse en casi todos los modos de vibración anteriores, a excepción de modo 2, los desplazamientos máximos en magnitud se encuentran normalmente en cada caso en una de las ruedas. En el modo 2 hay que decir que a pesar de ser el modo con mayor porcentaje en desplazamiento de masa, los desplazamientos son mucho más pequeños que el resto de modos críticos y además los máximos desplazamientos se encuentran en zonas del conjunto que no afectan su integridad estructural, es decir, además de ser los desplazamientos más pequeños, éstos están muy repartidos en todo el conjunto del modelo. Es por esto que podría concluirse que de todos los modos críticos el modo 2 es el que menos comprometería el comportamiento de la estructura en cuanto a funcionalidad ya que en el resto de modos el desplazamiento máximo en magnitud es mayor y además en una de las piezas que más comprometen el buen funcionamiento del deslizador del MLSIP como es la rueda.

Puede comprobarse en los anexos del proyecto como en la mayoría de todos los modos de vibración sin tener en cuenta los porcentajes de desplazamiento en masa como la pieza del conjunto que genera mayores desplazamientos es la rueda. En la siguiente figura 32 se muestra el ejemplo del modo 48 que es el que más se repite en todos los modos.



**Fig. 32:** Desplazamientos modo 48.

Debido a todo lo expuesto con anterioridad, es claro que el diseño de las ruedas es un punto a tener en cuenta para la integridad estructural y el buen funcionamiento del conjunto del deslizador del MLSIP. Finalmente se hace necesario decir que analizando los resultados de desplazamientos máximos en magnitud, aunque para los primeros modos de vibración los desplazamientos son los más bajos, no es menos cierto que la posibilidad de que el sistema entre en resonancia es mayor ya que las frecuencias de dichos modos son más bajas y por tanto se alcanzarían con menor energía.





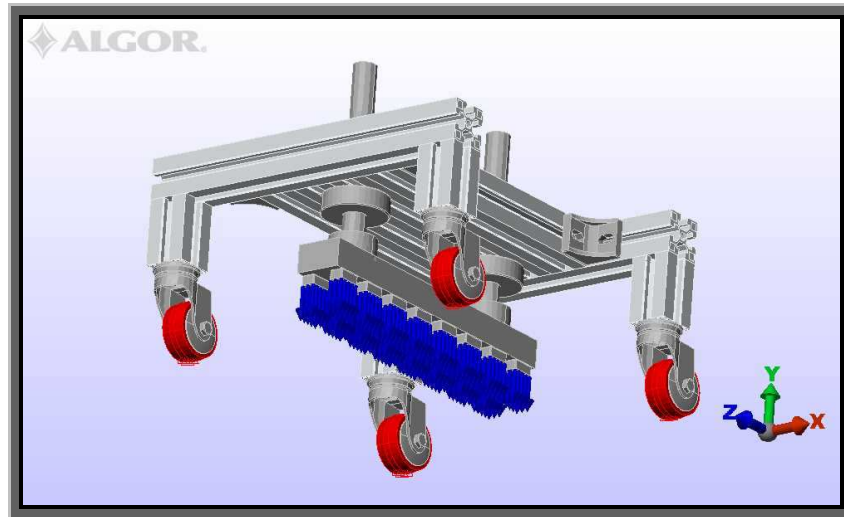
## 5. ANÁLISIS ESTÁTICO.

El análisis estático, incluido en todos los paquetes de análisis de Algor, permite el estudio de máximas tensiones en todas las piezas del conjunto, máxima tensión del conjunto, desplazamientos del conjunto y reacciones como resultado de la aplicación de cargas estáticas. Al ejecutar un análisis lineal aplicamos cargas estáticas, como fuerzas o presiones, o desplazamientos conocidos "impuestos" a la estructura, o temperaturas que generarán tensiones térmicas. Introducimos también propiedades de material elásticas (densidad, módulo de Young, coeficiente de Poisson y coeficiente de dilatación térmica). Introducimos también la gravedad (con su dirección y sentido). Cuando las deformaciones son pequeñas las fuerzas se supone que no cambian a lo largo del proceso de deformación, así como tampoco cambia la rigidez del sistema. Además se cumplirá el principio de superposición, y podremos combinar cargas para ver el esfuerzo unitario de cada una de ellas. [14]

El objeto del presente ensayo no es otro que el de extraer conclusiones sobre el comportamiento del conjunto del deslizador del MLSIP. Para llegar a estas conclusiones se hace imprescindible presuponer las condiciones de contorno y las fuerzas actuantes sobre el modelo para así poder sacar la mayor información del modelo que puede considerarse fiel a condiciones próximas a las reales.

Esto nos lleva a hacer unas consideraciones previas para la elección de las fuerzas actuantes en este ensayo. Dos son las fuerzas actuantes sobre el deslizador del MLSIP; una de empuje que es la fuerza que genera la tracción y por tanto el movimiento del deslizador, y otra la fuerza de atracción o pegado que se genera entre los imanes del sistema de excitación electromagnética del deslizador y el estator. Como se ha dicho la fuerza de empuje es la generadora de tracción y por tanto es una fuerza cuya componente es horizontal y dirección del movimiento como es lógico. Esta fuerza en un estado dinámico generará al estar desprovista de coacciones en esa dirección horizontal unas tensiones mínimas al conjunto del deslizador del MLSIP. Todo lo contrario ocurre con la fuerza de atracción ya que al tener una dirección vertical y sentido hacia el suelo, genera tensiones sobre el conjunto de gran importancia debido a

las reacciones de éste. Teniendo en cuenta esto, si comparamos las fuerzas de reacción debidas a la fuerza de empuje y las debidas a la fuerza de atracción, se concluye que las debidas al empuje serían mínimas y por tanto en el ensayo estático son excluidas. Sólo se usará la fuerza de atracción en el ensayo estático y esta resultante de atracción será repartida sobre la superficie de todos los imanes como se muestra en la figura 33.



**Fig.33:** Fuerzas aplicadas y condiciones de contorno para ensayo estático.

El más simple de todos los tipos de análisis, el Estático Lineal con modelos de materiales lineales sólo debe utilizarse en casos donde todas las cargas aplicadas son estáticas y todas las tensiones del material que se esperan están en el rango lineal elástico. Cuando cualquiera de las tensiones producidas están en el rango no lineal de los materiales utilizados, debe especificarse un tipo de análisis no lineal. [15]

Los materiales que se usarán en principio serán lineales como se muestra en el siguiente capítulo. Posteriormente al ensayo se verá la necesidad o idoneidad de dichos materiales de acuerdo a los resultados obtenidos.

### 5.1. ENSAYO.

El programa de simulación *Algor* será de nuevo el elegido para realizar los ensayos. El modelo que se utilizará para el ensayo estático será el Modelo 3D Optimizado que se enseña en el apartado 3.1. al igual que en el ensayo de modos de vibración debido a la menor problemática con el mallado.

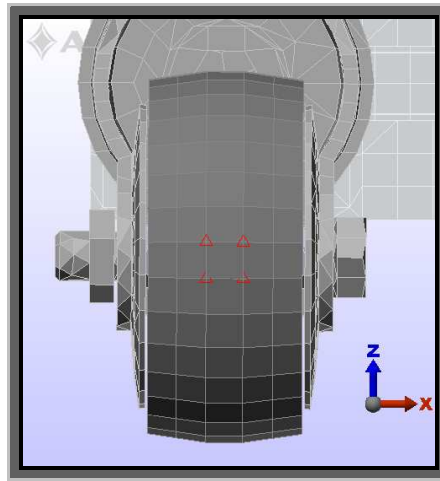
La metodología a seguir para la preparación de las piezas del Modelo 3D Optimizado antes de realizar el ensayo Estático Lineal será la misma que la usada para el ensayo de modos de vibración:

- Modelado del deslizador.
- Definir tipo de elemento.
- Definir parámetros del elemento.
- Mallado del modelo.
- Definir material.
- Definir condiciones de contorno.
- Aplicar cargas.
- Cálculo del análisis a estudiar.

Los cinco primeros puntos de la metodología a seguir para realizar el ensayo Estático Lineal son exactamente los mismos que en el ensayo de modos de vibración, es decir, tanto el modelo mallado como los materiales del mismo son en principio exactamente los mismos. Es por esto que los puntos de esta metodología que sí que cambian son los tres últimos.

Por un lado las condiciones de contorno cambian en este ensayo. En este caso el análisis que nos concierne en este momento es el Estático Lineal y se decide que las coacciones lógicas a las que debe estar sometido el modelo son las de las fijaciones las fijaciones donde se apoyarán sobre el suelo las ruedas. Para ello se bloquean los 6 grados de libertad (desplazamientos en  $x$ ,  $y$ ,  $z$  y giros en  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) de las ruedas como se muestra en las figura 34. La explicación de la decisión de imponer estas condiciones de

contorno se debe por un lado a que las ruedas son las piezas del modelo que están en continuo contacto o apoyo con el suelo.



**Fig. 34:** Coacciones sobre rueda en análisis estático.

En la figura 34 puede observarse como las coacciones sobre la rueda se aplican en la zona del hipotético contacto justo en los cuatro nodos de la banda central que es la que verdaderamente está en contacto.

Según la metodología del guión a seguir para realizar el análisis Estático Lineal, éste sería el momento de aplicar las cargas, fuerzas externas o momentos. En este ensayo a diferencia del de modos de vibración sí deben aplicarse fuerzas. Como se ha explicado con anterioridad la fuerza aplicada será la fuerza de atracción. Esta fuerza será aplicada proporcionalmente sobre los nodos de los imanes.

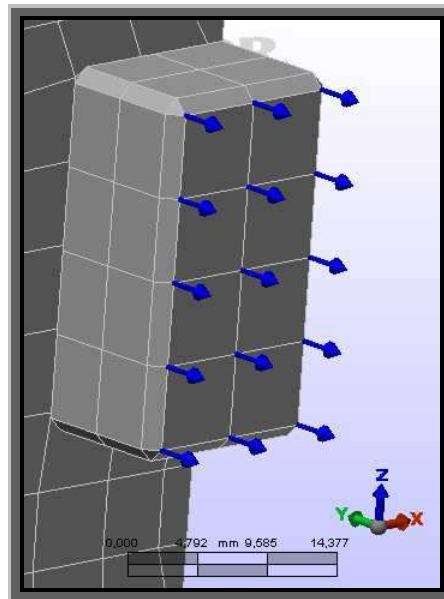
Esta fuerza es un dato obtenido a partir de ensayos experimentales sobre el prototipo del MLSIP y tiene un valor total de:

$$F_y = - 1063 \text{ N}$$

Como se ha dicho con anterioridad esta fuerza debe repartirse en los nodos de los imanes. Cada imán tiene 15 nodos y por tanto al contener el modelo 16 imanes (dos filas de 8 imanes equidistantes) sobre cada nodo habrá que aplicar una fuerza de:

$$F_{y(1 \text{ NODO})} = - 4,43 \text{ N}$$

En la siguiente figura 35 se muestra gráficamente la forma como se aplican las fuerzas sobre uno de los imanes. En la figura 33 podía verse el conjunto de coacciones y fuerzas aplicadas en todo el conjunto del modelo.



**Fig. 35:** Fuerzas aplicadas sobre un imán.

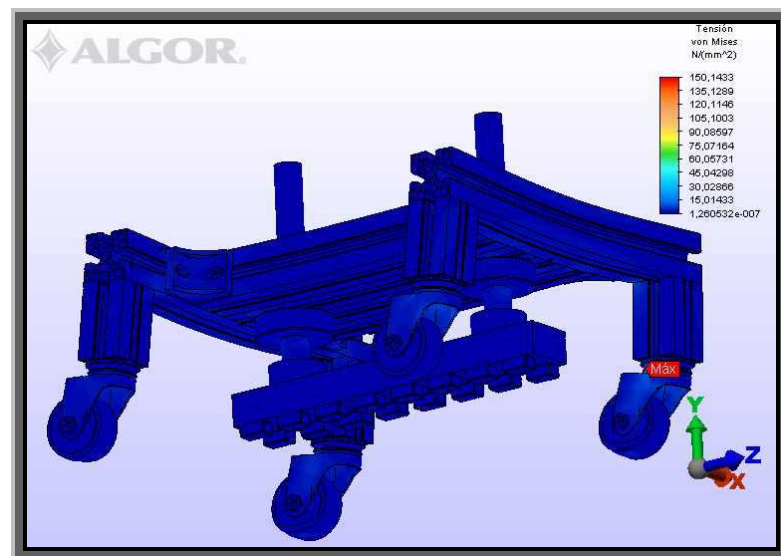
Este es el momento en que puede realizarse finalmente el análisis Estático Lineal para el estudio de las tensiones, deformaciones y reacciones generadas sobre el conjunto del Modelo 3D Optimizado del MLSIP.

## 5.2. RESULTADOS.

El conjunto de resultados del análisis Estático Lineal versará sobre tensiones, desplazamientos y fuerzas de reacción en el deslizador del MLSIP.

### 5.2.1 TENSIONES.

Se expondrán a continuación los resultados devueltos por el programa de simulación una vez se ha realizado el mismo. La tabla 12 servirá para recoger la solución que *Algor* ha dado para el análisis para las tensiones en la estructura cuando se aplican las cargas estáticas y mediante el cálculo de tensiones de *Von Mises*. En la figura 36 se muestra el reparto de tensiones a lo largo del conjunto del deslizador.



**Fig. 36:** Tensiones en el Modelo 3D Optimizado.

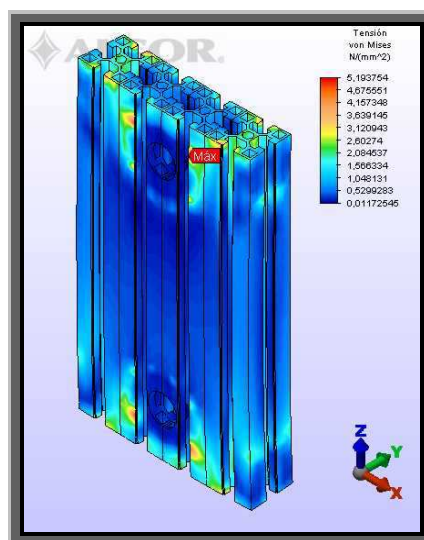
	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	150,14
<b>Tensión Mínima</b>	1,26E-007

**Tabla 12:** Tensiones máximas y mínimas del conjunto.

La vista de la figura 36 es la que se muestra para posibilitar ver donde se encuentra la tensión máxima. Como puede observarse la tensión máxima está en una de las estructuras de acero de uno de los conjuntos de rueda giratoria. Además no es una cualquiera ya que coincide con una de las delanteras teniendo en cuenta el sentido de avance del deslizador.

Mediante las tensiones calcularemos posteriormente en el apartado 5.3. la resistencia y los diferentes coeficientes de seguridad para cada una de las piezas que constituyen el conjunto. Es por esto a continuación nos vamos a disponer a ver las tensiones máximas para cada pieza del modelo. Ver las tensiones de cada una de las piezas del modelo puede llegar a ser un trabajo muy tedioso por lo que se estudiarán las tensiones más solicitadas del conjunto de piezas iguales, es decir, por ejemplo de todos los perfiles que constituyen las patas se estudiará el perfil más solicitado. Dentro de este método de estudio se estudiará el imán con mayores tensiones pero posteriormente serán estudiados en conjunto todos ellos ya que son de especial consideración debido a la importancia de las tensiones de pegado de éstos en el estudio del diseño de los MLSIP en general.

Comenzaremos por el cuerpo del deslizador está compuesto por cuatro perfiles de aluminio anodizado con dos taladros en su centro. Los valores de tensiones máximas y mínimas son los que se muestran en la tabla 13 y en la figura 37 se muestra éste.



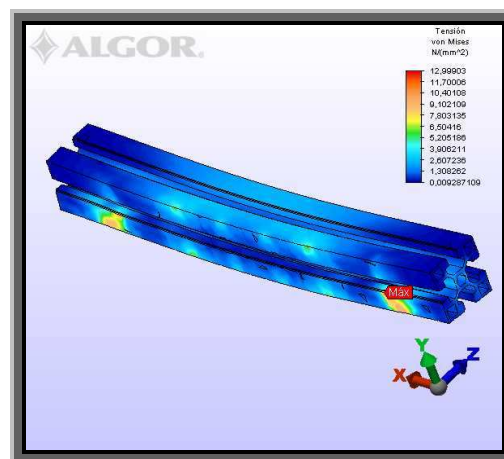
**Fig. 37:** Tensiones máximas y mínimas del cuerpo del deslizador.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	5,19
<b>Tensión Mínima</b>	0,012

**Tabla 13:** Tensiones máximas y mínimas del cuerpo del deslizador.

Estas son las tensiones en el cuerpo del deslizador que generan flexión en el mismo debidas a las fuerzas aplicadas en la vertical según Y.

El palier es otro perfil donde se fijan las patas y el de mayores solicitaciones es el que se muestra en la figura 38 y cuyos valores se muestra en la tabla 14.



**Fig. 38:** Tensiones máximas y mínimas de la pata.

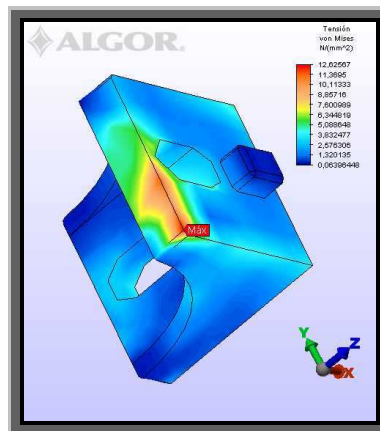
	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	12,99
<b>Tensión Mínima</b>	0,009

**Tabla 14:** Tensiones máximas y mínimas de la pata.

La flexión del cuerpo del deslizador genera la flexión del palier presentando las máximas tensiones en la unión de éste con las escuadras.

La escuadra de alumina más solicitada es el que se muestra en la tabla 15 y en la figura 39.





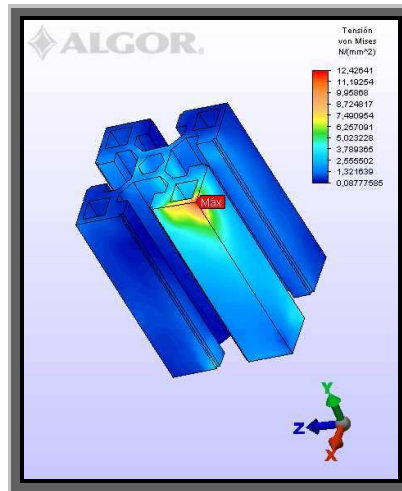
**Fig. 39:** Tensiones máximas y mínimas de la escuadra.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	12,63
<b>Tensión Mínima</b>	0,064

**Tabla 15:** Tensiones máximas y mínimas de la escuadra.

Para comenzar hay que decir que la escuadra une el cuerpo del deslizador con uno de los extremos de un palier del deslizador. Las tensiones máximas en la escuadra se presentan en el contacto de ésta con el palier del deslizador que es frente al cuerpo del deslizador el que flexiona en mayor grado. Hay que decir que no se han tenido en cuenta los pares de apriete reales que generarían los tornillos y tuercas que en principio han sido eliminados del modelo.

El perfil de aluminio anodizado de la pata que mayores solicitaciones tiene. Los valores de tensiones máximas y mínimas son los que se muestran en la tabla 16 y en la figura 40 se muestra ésta.



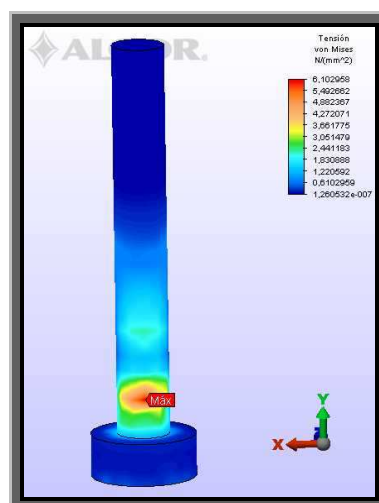
**Fig. 40:** Tensiones máximas y mínimas de la pata.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	12,43
<b>Tensión Mínima</b>	0,088

**Tabla 16:** Tensiones máximas y mínimas de la pata.

El máximo de esta pieza coincide con el contacto con el palier. Las máximas tensiones se generan por una alta compresión en ese punto debido a la descentralización del eje de la rueda respecto a la vertical.

Los valores de tensiones máximas y mínimas que se muestran en la tabla 17 y la figura 41 son del tornillo de alúmina de 25 mm de diámetro del sistema de excitación electromagnética más solicitado.



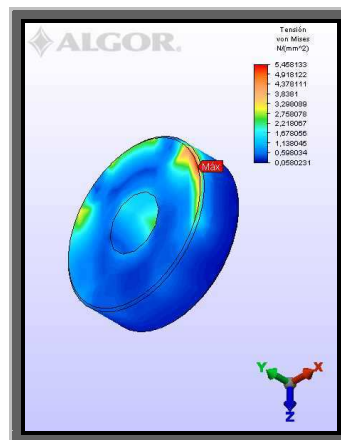
**Fig. 41:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	6,10
<b>Tensión Mínima</b>	1,261

**Tabla 17:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina.

La forma de las máximas tensiones en el tornillo puede deberse a que al no ser simétricas las fuerzas verticales según Y aplicadas respecto a ambos tornillos, produce unas reacciones que no son axialmente puras y por tanto estas reacciones generan una flexión en los tornillos que hacen que se presenten las tensiones máximas de esta forma. Hay que decir que no se han tenido en cuenta los pares de apriete reales que se generarían entre el tornillo y las tuercas, y que harían que las tensiones máximas fueran mucho mayores.

La tuerca del tornillo anterior de 25 mm de diámetro más solicitada es la que se muestra en la tabla 18 y en la figura 42.



**Fig. 42:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina.

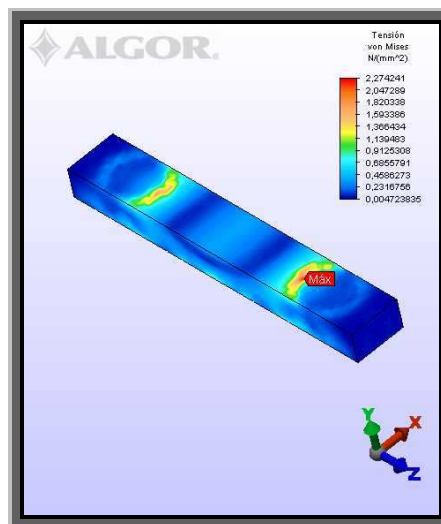
	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	5,46
<b>Tensión Mínima</b>	0,058

**Tabla 18:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo de alúmina.

Las tensiones máximas en la tuerca se encuentran en la cara del contacto de ésta con el cuerpo del deslizador. En la rosca no se presentan los máximos más grandes que

serían lógicos debido a que se desprecia en la simulación el par de apriete que generaría más tensiones. Por tanto los valores de la tabla 18 son mucho menores a los de la realidad.

En el prisma de hierro presenta una serie de tensiones máximas y mínimas que se muestran en la tabla 19 y que pueden verse en la gráfica 43.



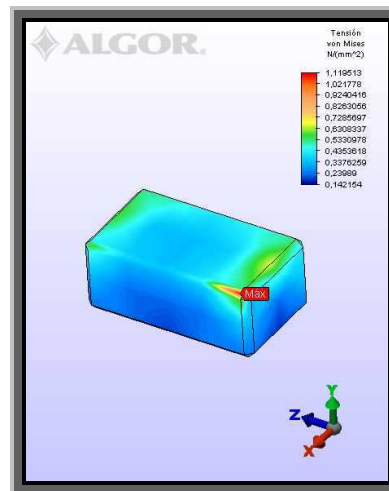
**Fig. 43:** Tensiones máximas y mínimas del prisma de hierro.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	2,27
<b>Tensión Mínima</b>	0,005

**Tabla 19:** Tensiones máximas y mínimas del prisma de hierro.

Las tensiones que se ven en la figura 43 son las lógicas para esta pieza ya que en esencia se comporta como lo que es, una viga biapoyada a la que se le aplican fuerzas verticales y en sentido hacia abajo ya que se aplican sobre los imanes que están unidos a éste. Los máximos que presenta la pieza como puede verse están en los apoyos como no podía ser de otra forma.

El imán que mayores sollicitaciones presenta es el que se muestra en la figura 44 y cuyos valores pueden verse en la tabla 20.



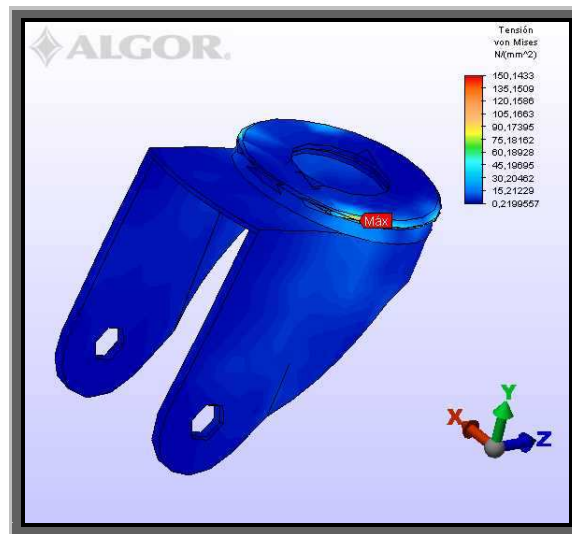
**Fig. 44:** Tensiones máximas y mínimas del imán.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	1,12
<b>Tensión Mínima</b>	0,142

**Tabla 20:** Tensiones máximas y mínimas del imán.

Las tensiones máximas generadas en los imanes como puede verse en la figura 44 están en la cara de contacto de éstos con el prisma de hierro debido a las lógicas reacciones en esos puntos. Reacciones que reaccionan, valga la redundancia, a las fuerzas axiales de atracción que son aplicadas justo en la otra cara de reacción.

A continuación se mostrarán las piezas del conjunto de rueda giratoria cuyas sollicitaciones son máximas. Hay que decir que todas estas piezas coinciden con el mismo conjunto de rueda giratoria. Comenzamos por la estructura de la rueda más sollicitada y que además coincide con la pieza más sollicitada del modelo estático. Sus valores pueden consultarse en la tabla 21 y verse en la gráfica 45.



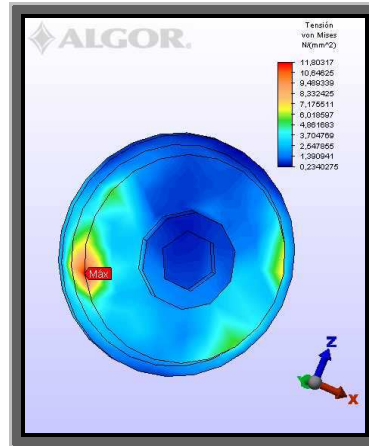
**Fig. 45:** Tensiones máximas y mínimas de la estructura de la rueda.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	150,14
<b>Tensión Mínima</b>	0,220

**Tabla 21:** Tensiones máximas y mínimas de la estructura de la rueda.

La máxima tensión de la estructura de la rueda se presta en un lugar lógico debido a que es un punto de alta compresión debida al diseño geométrico de esta estructura. Este diseño cuyo eje de rueda no coincide con la vertical hace que las cargas transmitidas generen una flexo-compresión en la estructura no equitativa a lo largo de ésta. Es así como la mayoría de cargas son absorbidas por la zona de máximas tensiones generadas por una alta compresión debida al diseño y como tensiones mucho menores pueden verse en el eje, generando una transmisión de cargas mucho menores a la rueda. Este diseño no es aleatorio sino buscado ya que al ser ruedas giratorias y que nos sirven para el guiado nos interesa ésto para hacer más fácil el giro de éstas al presentar una menor tensión de contacto. No se descubre de todas formas nada ya que es un diseño industrial generalizado cuyo comportamiento mecánico es ya conocido.

La pieza que pivota sobre la anterior permitiendo el giro del conjunto y que permite la unión con la pata está solicitada con unos valores de tensión que se muestran en la tabla 22 y que pueden verse en la gráfica 46.



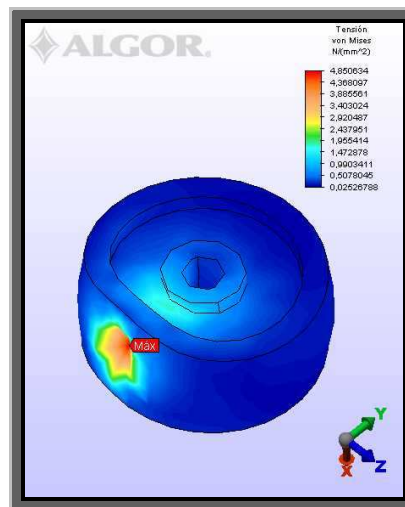
**Fig. 46:** Tensiones máximas y mínimas de la estructura pivote de la rueda.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	11,80
<b>Tensión Mínima</b>	0,234

**Tabla 22:** Tensiones máximas y mínimas de la estructura pivote de la rueda.

El máximo de esta pieza coincide con el de la pieza anterior al ser ambas coincidentes. Al igual que la pieza anterior estás altas tensiones se generan por una alta compresión en ese punto debido también a la descentralización del eje de la rueda respecto a la vertical.

La rueda propiamente dicha de polipropileno más solicitada es la que se muestra en la tabla 23 y en la figura 47.



**Fig. 47:** Tensiones máximas y mínimas de la rueda de polipropileno.

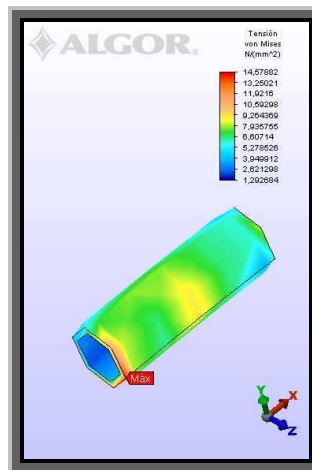
	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	4,85
<b>Tensión Mínima</b>	0,025

**Tabla 23:** Tensiones máximas y mínimas de la estructura pivote de la rueda.

En la rueda se puede observar como las tensiones van desde el eje de ésta hasta el punto de apoyo donde se encuentran los máximos. Esto se debe a como se reparten las cargas de forma vertical desde el eje hasta el contacto con el suelo que es donde reaccionan y por tanto donde están los máximos. Puede observarse como el resto de la rueda que no se encuentra en esta vertical está prácticamente sin tensión.

El cilindro de acero que atraviesa la rueda y que sirve de eje para ésta presenta unas sollicitaciones que se muestran en la figura 48 y cuyos valores pueden verse en la tabla 24.





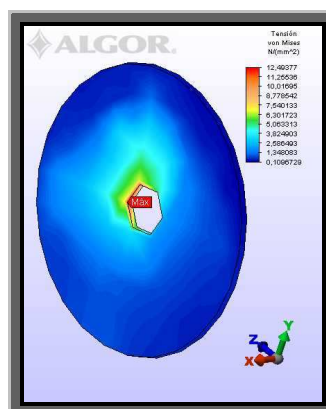
**Fig. 48:** Tensiones máximas y mínimas del cilindro de acero.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	14,57
<b>Tensión Mínima</b>	1,293

**Tabla 24:** Tensiones máximas y mínimas del cilindro de acero.

En el cilindro puede verse como las tensiones están repartidas a lo largo de todo éste aunque el máximo se encuentra en un extremo ya que es el lugar de contacto con la estructura de la rueda y de transmisión de cargas procedentes de todo el modelo.

El tapacubos que se encuentra entre el cilindro y la estructura de la rueda presenta unas solicitaciones que se muestran en la figura 49 y cuyos valores pueden verse en la tabla 25.



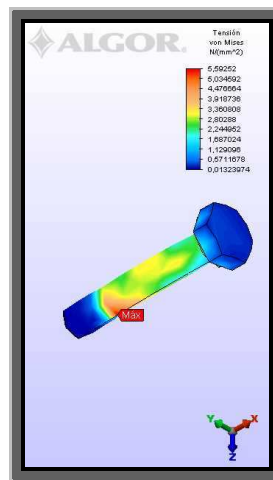
**Fig. 49:** Tensiones máximas y mínimas del tapacubos.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	12,49
<b>Tensión Mínima</b>	0,110

**Tabla 25:** Tensiones máximas y mínimas del tapacubos.

Como puede observarse las tensiones máximas se encuentran en el taladro central ya que es el punto contacto de éste y el cilindro-eje.

El tornillo de acero de M8 y cabeza hexagonal más solicitado es el que se muestra en la figura 50 y cuyos valores pueden verse en la tabla 26.



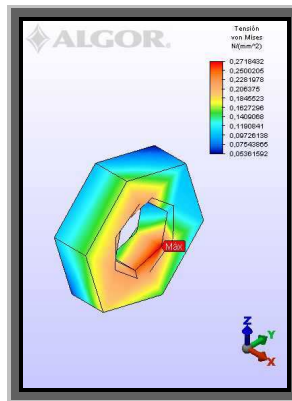
**Fig. 50:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo M8.

	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	5,59
<b>Tensión Mínima</b>	0,013

**Tabla 26:** Tensiones máximas y mínimas del tornillo M8.

En la figura 54 puede observarse como las tensiones más grandes se encuentran en el contacto con el cilindro-eje ya que es donde se transmiten las fuerzas a cortante que soporta el cuerpo del tornillo. Los valores de la tabla 26, no obstante deberían ser mayores ya que en el ensayo Estático Lineal se desprecian las fuerzas axiales que debería tener el tornillo a consecuencia del par de apriete lógico en un tornillo a rosca.

Finalmente, la tuerca M8 con más solicitaciones se presenta en la figura 51 y con unos valores que se muestra en la tabla 27.



**Fig. 51:** Tensiones máximas y mínimas de la tuerca M8.

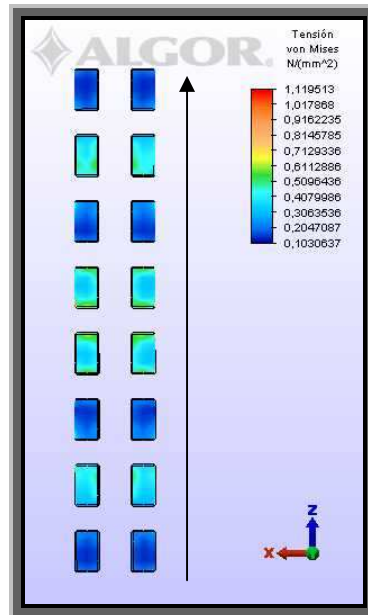
	Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
<b>Tensión Máxima</b>	0,27
<b>Tensión Mínima</b>	0,054

**Tabla 27:** Tensiones máximas y mínimas de la tuerca M8.

De la misma forma que en el caso del tornillo, al despreciar las fuerzas axiales en la simulación, los valores de tensiones máximas también son menores a lo que debería ser real de tal forma que la tensión máxima se encuentra por tanto en el apoyo con el tornillo y en el extremo de contacto con la estructura de la rueda.

#### 5.2.1.1 TENSIONES EN EL CONJUNTO DE LOS IMANES.

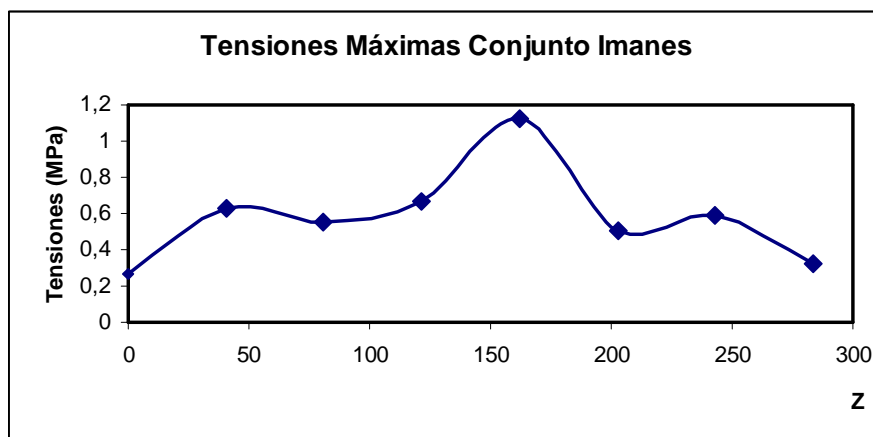
Como se explicaba con anterioridad el imán con mayores tensiones era estudiado con una finalidad de resistencia pero posteriormente iban a ser estudiados en conjunto todos ellos ya que son de especial consideración debido a la importancia de las tensiones de pegado de éstos en el estudio del diseño de los MLSIP en general. En la siguiente figura 52 pueden verse las tensiones del conjunto de imanes desde una vista superior, es decir, que son las tensiones generadas en el pegado.



**Fig. 52:** Tensiones conjunto de imanes.

Como puede observarse a simple vista los imanes del centro resisten mayores tensiones mientras que los de los extremos resisten una menor tensión. Es cierto también que la diferencia entre la mayor y menor tensión es de 1 MPa aproximadamente y que éste no es un valor relevante dentro de los rangos en los que nos movemos. De todas formas pese a esto, es de destacar el gradiente que se forma a diferencia de lo que a priori se podía esperar que era una uniformidad de tensiones en todos los imanes.

Para cada par de imanes puede observarse como las tensiones son prácticamente las mismas por lo que a continuación en la gráfica 3 se van a ver las tensiones máximas de cada imán respecto a Z de una de las filas. Los imanes son equidistantes a una distancia igual al paso polar  $\tau = 40,5$  mm, por tanto la gráfica 3 es de la siguiente forma:



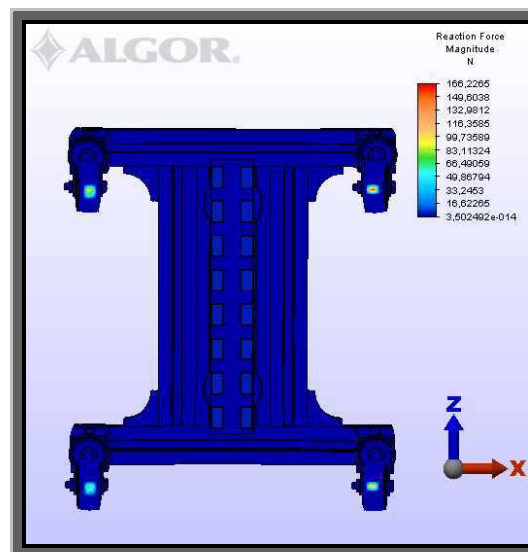
**Gráf. 3:** Tensiones máximas conjunto de imanes.

Es por esto que puede concluirse que los imanes centrales van a sufrir mayores tensiones posiblemente a consecuencia de los mayores momentos que se generan, al ser

estos imanes los que se encuentran más lejos de los apoyos (estos apoyos son en definitiva los tornillos de grandes dimensiones a los que está anclado el prisma que contiene los imanes). Los imanes que coinciden con estos apoyos resisten menos tensiones y finalmente los más alejados del centro son los que menos tensiones presentan.

### 5.2.2. REACCIONES.

Las reacciones como se muestran en el conjunto del modelo de la figura 53 están en las ruedas. Esto como es lógico se debe a que las reacciones por definición van a localizarse en los apoyos de la estructura que en este caso es el modelo del deslizador. Como se explicaba en la introducción en el ensayo que nos concierne las coacciones o fijaciones se habían impuesto en la zona de contacto del modelo con el suelo por lo que hay es donde aparecerán dichas reacciones.

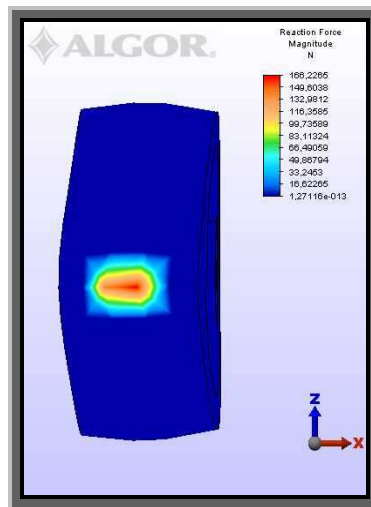


**Fig. 53:** Reacciones del modelo de deslizador.

Con el fin de ver con más exactitud las magnitudes y la forma de las reacciones, a continuación se expondrán los resultados de cada una ellas.

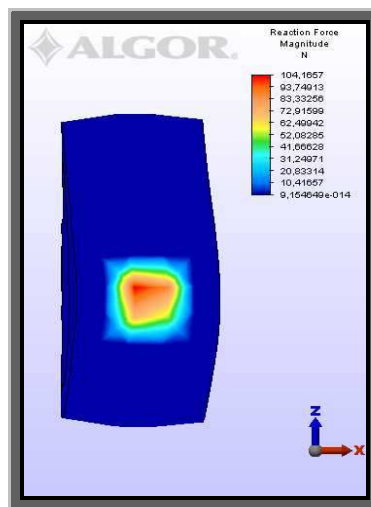
Se comienza con la rueda delantera izquierda teniendo como referencia el lógico desplazamiento del deslizador según Z y desde una vista inferior como la de la figura 58. Se muestran los diferentes valores en la figura 54. Hay que decir que ésta es la rueda

que presenta las mayores reacciones y que como es lógico coincide con la rueda que presentaba las mayores tensiones.

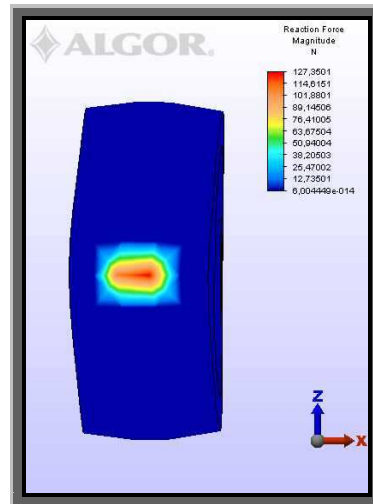


**Fig. 54:** Reacciones rueda delantera izquierda.

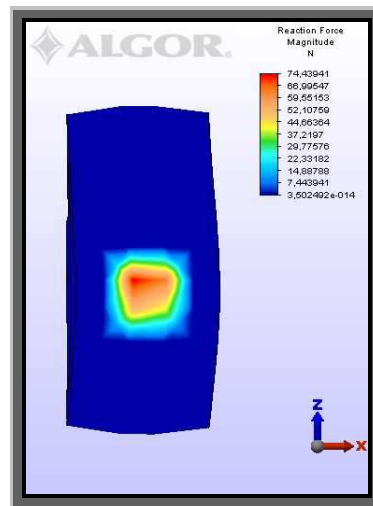
En las siguientes figuras 55, 56 y 57 se muestran los valores en magnitud del resto de ruedas.



**Fig. 55:** Reacción rueda delantera derecha.



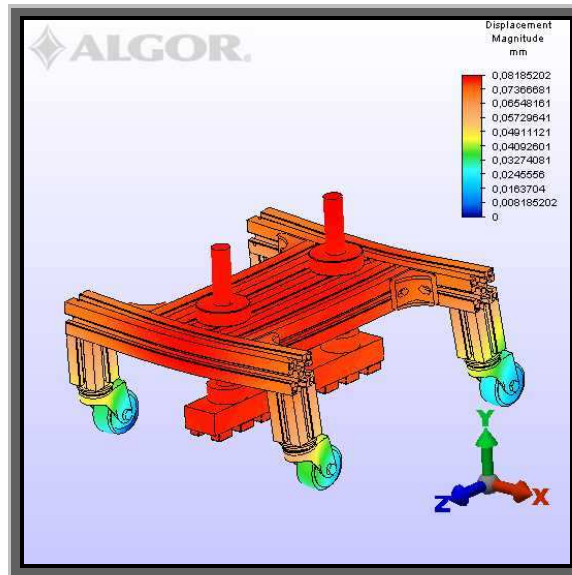
**Fig. 56:** Reacciones rueda trasera izquierda.



**Fig. 57:** Reacciones rueda trasera derecha.

### 5.2.3 DESPLAZAMIENTOS.

Los desplazamientos generados por la aplicación de las fuerzas generan unos desplazamientos en magnitud del conjunto del modelo como los que se muestran en la figura 58 y cuyos valores máximos y mínimos se muestran en la tabla 28.



**Fig. 58:** Desplazamientos Magnitud del deslizador.

	Desplazamientos (mm)
<b>Máximo</b>	0,082
<b>Mínimo</b>	0

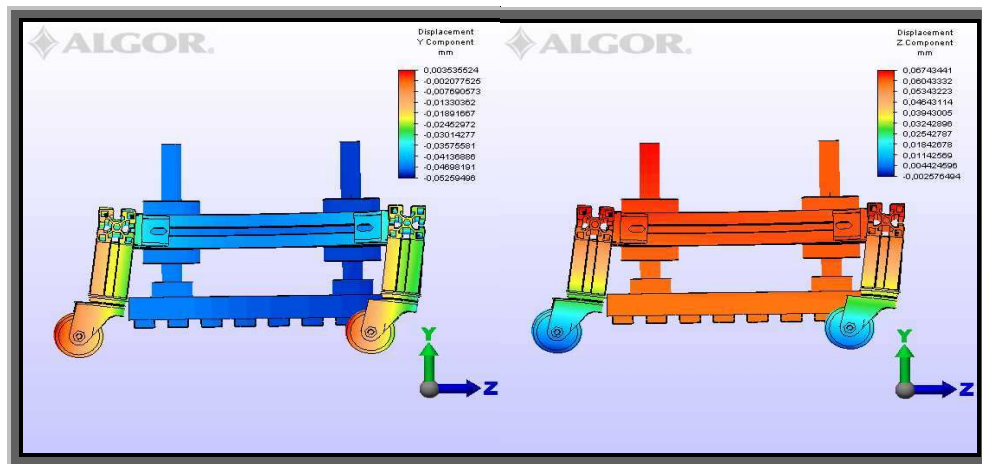
**Tabla 28:** Desplazamientos Magnitud del deslizador.

Para ver con más detalle el comportamiento del modelo respecto a los desplazamientos, se muestran en las figuras 59 y 60 los desplazamientos según X, Y y Z de las vistas frontal y lateral respectivamente.



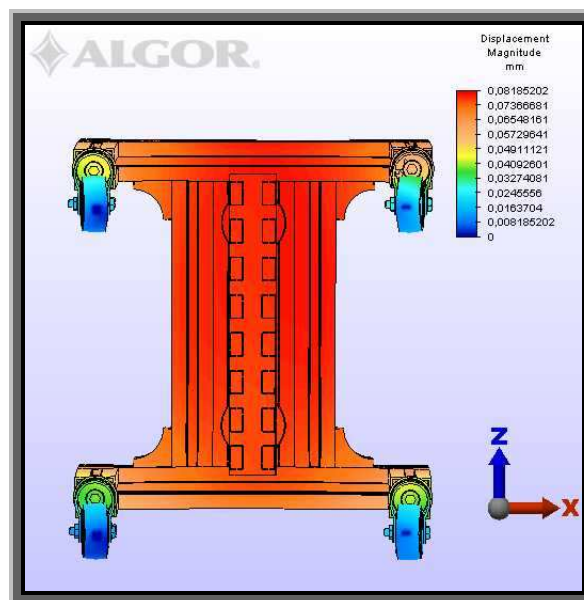
**Fig. 59:** Desplazamientos vista frontal según X e Y.





**Fig. 60:** Desplazamientos vista frontal según Y y Z.

En la siguiente figura 61 se muestran los desplazamientos que se generan en las ruedas.



**Fig. 61:** Desplazamientos detalle vista inferior según X y Z.

### 5.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

#### 5.3.1. TENSIONES.

Es en este apartado se evaluarán la resistencia de las diferentes piezas del conjunto del modelo. La intención es discernir si los materiales de las diferentes piezas se mueven dentro del rango elástico o por lo contrario se mueven dentro del rango plástico generando deformaciones permanentes en el modelo del deslizador, lo que es del todo indeseable para el buen funcionamiento del mismo. Si esto último ocurriera

habría que considerar la necesidad de realizar un nuevo ensayo Estático con Materiales No Lineales para una evaluación más realista del modelo del deslizador.

Comenzamos por el cuerpo del deslizador que soportaba una  $\sigma_{\max} = 5,19$  MPa. La tensión del límite elástico del material es  $\sigma_{\lim} = 138$  Mpa. Como puede verse queda muy lejos la tensión máxima del ensayo con la de su límite por lo que no plastifica. Esto quiere decir que se mueve dentro del rango elástico y por tanto las deformaciones que se presenten serán recuperables. Por tanto el coeficiente de seguridad de dicha pieza es bastante alto.

$$n = \sigma_{\lim} / \sigma_{\max}$$

$$n = 26,59$$

Teniendo ahora en cuenta la metodología, se muestra en la siguiente tabla 29 los diferentes valores de las tensiones máximas, tensiones del límite elástico y los correspondientes coeficientes de seguridad para cada pieza.

PIEZA	MATERIAL	$\sigma_{\lim}$	$\sigma_{\max}$	Factor Seguridad
Cuerpo deslizador	Aluminum1050-H14	138	5,19	26,6
Palier deslizador	Aluminum1050-H14	138	12,99	10,6
Escuadra	Alumina 99.9%-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	740	12,63	58,6
Pata	Aluminum1050-H14	138	12,43	11,1
Tornillo (M25)	Alumina 99.9%-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	740	6,10	121,3
Tuerca (M25)	Alumina 99.9%-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	740	5,46	135,5
Prisma (Fe)	Iron-Fe	400	2,27	176,2
Imán	Iron-Fe	400	1,12	357,1
Estructura rueda	Aisi 1005-Steel	400	150,14	2,7
Estr. Pivote rueda	Aisi 1005-Steel	400	11,80	33,9
Cilindro	Aisi 1005-Steel	400	14,58	27,4
Tapacubos	Aisi 1005-Steel	400	12,50	32,0
Tornillo (M8)	Aisi 1005-Steel	400	5,59	71,6
Tuerca (M8)	Aisi 1005-Steel	400	0,27	1481,4
Rueda plástico	Acetal (Copolymer)	5,52	4,85	1,1

**Tabla 29:** Coeficientes de seguridad para las piezas del modelo.



Como puede verse ninguna de las piezas del modelo plastifican ya que ninguno de los coeficientes de seguridad están por debajo de cero. Hay unos materiales que tienen unos coeficientes bastante aceptables (los que se mueven en el rango  $10 < n < 100$ ). Los materiales que se encuentran por encima del rango anterior podría decirse que son exagerados o que simplemente son irreales como es el caso de tornillos y tuercas cuyos coeficientes son altísimos ya que las tensiones de simulación no son realistas debido a la falta de los pares de apriete que hay en la realidad; es por esto que no están prácticamente nada solicitados. Luego están los coeficientes de seguridad más bajos cuyos materiales trabajan próximos al límite elástico como son los de la estructura de la rueda ya que es la pieza más solicitada del conjunto, y por otro lado la rueda de polipropileno que podría decirse que está trabajando prácticamente sobre el límite aunque no lo supera.

Debido a todo lo anterior se concluye que no es necesario realizar otro ensayo con materiales no lineales aunque si se deja la posibilidad de realizarlo en futuros ensayos en los que la fuerza estática de atracción sea considerada mayor.

### 5.3.2. REACCIONES.

En este apartado sólo cabe destacar la falta de igualdad de las reacciones contradiciendo lo que se podía esperar en principio. Las ruedas traseras generan reacciones menores que las delanteras y esto puede ser porque debido a la descentralización de las ruedas respecto a la vertical hace que las ruedas delanteras caigan debajo del cuerpo del deslizador con lo que están más próximas al c.d.g., contrariamente que las traseras que por lo mismo caen fuera del cuerpo del deslizador y por esto sus reacciones son menores. Puede observarse como las áreas de las ruedas derechas tienen un área de reacciones mayores que las de la izquierda; esto puede ser generado por la disposición no simétrica del modelo respecto de Z, por las tuercas y tornillos de las ruedas o también podría ser debido a que el programa de elementos finitos genera un mallado no simétrico aunque el modelo CAD sí lo sea.



### 5.3.3. DESPLAZAMIENTOS.

Primero de todo hay que decir que los desplazamientos, que pueden intuirse en las figuras que representan éstos, son exagerados y no realistas ya que el máximo valor de desplazamiento es 0,082 mm, es decir, no llega ni a una décima de milímetro que es un desplazamiento mínimo. Otra premisa que hay que dejar clara es que las piezas del conjunto se mueven unas relativamente de las otras debido a deformaciones dentro de los rangos elásticos como ha quedado demostrado en el apartado 5.3.1. Esto quiere decir que una vez que las fuerzas estáticas se quitan, las piezas recuperan su forma originaria ya que al no pasar al rango plástico del material no presentan deformaciones permanentes.

Las fuerzas estáticas aplicadas generan un desplazamiento del sistema de excitación electromagnética hacia abajo según Y cuyo valor es el máximo, es decir, de 0,082 mm. Éste provoca sobre el cuerpo del deslizador una flexión del mismo y éste a su vez otra flexión del palier ya que ambos son solidarios. Este palier a su vez sobre las patas generan una flexo-compresión que no se traduce en pandeo debido posiblemente a la esbeltez del perfil de aluminio de que está compuesta la pata y al descentramiento del eje de la rueda, pero sí se traduce en un desplazamiento de la zona superior de la pata que tiende hacia delante según Z como puede verse en la figura 64, y hacia fuera del deslizador según X como se muestra en la figura 63.

Como se ha podido comprobar teniendo en cuenta las fuerzas estáticas a las que se ha sido sometido el modelo, los desplazamientos máximos generados en el modelo no se acercan a los arrojados por el análisis modal ya que el desplazamiento máximo del análisis estático no llega a 1 mm mientras que el modo 2 del análisis modal que es el que menos desplazamiento genera, tiene un desplazamiento máximo de unos 24 mm.

## 6. ANALISIS DINÁMICO.

El ensayo dinámico persigue el estudio del comportamiento dinámico del modelo bajo condiciones de cargas dinámicas. Dicho estudio dinámico del modelo se realizará mediante el módulo de cálculo *MES* ( *Mechanical Event Simulation* ) con modelos de materiales lineales que se encuentra en el programa de Elementos Finitos *Algor*. Este módulo *MES* es una importante herramienta de diseño que nos sirve para optimizar el comportamiento de los componentes de los cuales está formado el modelo. El estudio se realizará con materiales lineales debido a la información que nos ha arrojado el Ensayo Estático.

Este es un método que acopla el movimiento del elemento mecánico con un análisis de tensión. *MES* utiliza cálculos no lineales dependientes del tiempo para poder responder a fenómenos como inercia, forma y conducta del material del modelo. Esto hace que no exista la necesidad de calcular o estimar las cargas al usar *MES*; en este caso las fuerzas y los momentos serán automáticamente equilibrados según las leyes de Newton del Movimiento. A pesar de que esta técnica es muy rigurosa es una de las mejores opciones al analizar modelos que experimenten contacto en superficie. [9]

Es importante dejar claro que las diferentes simulaciones que se llevarán a cabo sobre el modelo no simulan el comportamiento real del MLSIP. Esto quiere decir que las fuerzas dinámicas que se aplicarán no generarán un comportamiento real ya que puede comprobarse en el apartado 2.1.4. que un MLSIP conlleva un movimiento del deslizador a velocidad constante (velocidad de sincronismo) para cada una de las frecuencias de alimentación eléctrica y en función de la disposición geométrica de los imanes permanentes. Es por esto que la finalidad de las simulaciones dinámicas se centra en el comportamiento del deslizador del MLSIP para un barrido de diferentes fuerzas dinámicas de empuje sin más pretensión que su comportamiento dinámico en general. La simulación de las fuerzas dinámicas que generan un comportamiento real del MLSIP puede formar parte de futuros trabajos.

## 6.1. ESTUDIOS PREVIOS.

El Modelo 3D Optimizado es sometido al módulo *MES* de *Algor* pero la falta de recursos del Hardware disponible hace imposible la simulación de este modelo tridimensional con un mallado de aproximadamente 240.000 nodos.

Esto desemboca en la necesidad de un modelo de dos dimensiones con menos nodos que permita realizar los cálculos con el Hardware disponible. El Modelo 2D será un modelo que se moverá en el plano y que se apoyará en el Modelo 3D Optimizado para poder ser diseñado como se verá posteriormente. Para poder realizar esta adaptación de un modelo tridimensional en uno bidimensional es necesario un mínimo de propiedades del Modelo 2D que permitan la validación del mismo y por tanto la validación de los resultados arrojados a partir del mismo. Dicha validación se basa en el peso y posición del centro de gravedad que deben de coincidir en ambos modelos. Tras el modelado del Modelo 2D se obtienen estos datos de peso y situación del c.d.g. y se comprueba como son muy próximos a los de el Modelo 3D Optimizado. Esto se debe a que se ha creado un perfil lateral muy similar al tridimensional, las densidades de los materiales son las mismas y los volúmenes virtuales usados para el cálculo de inercias se conservan también ya que los espesores usados en el Modelo 2D parten de los volúmenes del Modelo 3D Optimizado a partir de las áreas del perfil del modelo bidimensional.

La metodología a seguir para la preparación del ensayo dinámico del Modelo 2D será la misma que para la del Modelo 3D Optimizado.

- Modelado del deslizador.
- Definir tipo de elemento.
- Definir parámetros del elemento.
- Mallado del modelo.
- Definir material.
- Definir condiciones de contorno.
- Aplicar cargas.
- Cálculo del análisis a estudiar.

## 6.2. MODELO 2D.

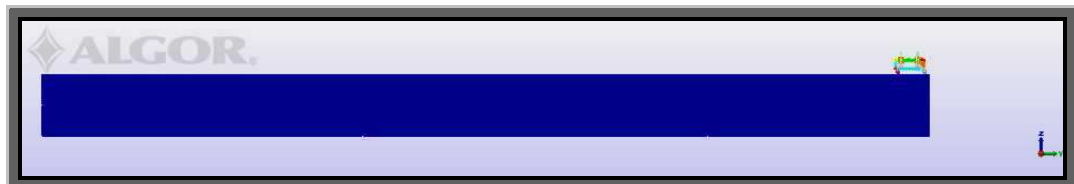
Para comenzar hay que realizar el modelado del deslizador del MLSIP. La metodología del modelado es generar en 2D el perfil lateral del deslizador. La necesidad de mayor simpleza en el modelo hace que en éste se eliminen algunas piezas como son el caso de las escuadras, tornillos, tuercas o cilindros de las ruedas. También se hace necesario simplificar las piezas en general como por ejemplo los perfiles o el conjunto de las ruedas giratorias.

El método de diseño radica en que a partir de cada superficie generada que corresponde con una pieza del anterior modelo hay que asignarle un espesor necesario para el cálculo de inercias. Al asignar un espesor estamos asignando un “volumen teórico” a partir del cual *Algor* realiza los cálculos inerciales y dinámicos. Ahora hay que preguntarse qué espesores son los más lógicos; pues es aquí donde el Modelo 2D se apoya en el Modelo 3D Optimizado ya que a partir de los volúmenes obtenidos en el modelado del Modelo 3D Optimizado y mediante la superficie del Modelo 2D, calculamos los espesores para así obtener los mismos volúmenes que generarán las mismas fuerzas dinámicas e inerciales que en el caso tridimensional. Además hay que tener en cuenta que en el perfil 2D por ejemplo sólo hay dos ruedas en vez de cuatro; pues para simular las cuatro para cada una de las del Modelo 2D habrá que duplicar el espesor con el fin de simular dos (las del mismo eje). Esto puede extrapolarse al resto de piezas pareadas como son las patas o las estructuras (soportes) de las ruedas de polipropileno.

También el diseño del suelo es importante ya que tras muchos ensayos se llegó a la conclusión de que la superficie bidimensional que simula el suelo es importante ya que de esta forma se generan menos reacciones sobre el modelo del deslizador ya que se disminuye de forma considerable la rigidización del sistema que conlleva soluciones no realistas.

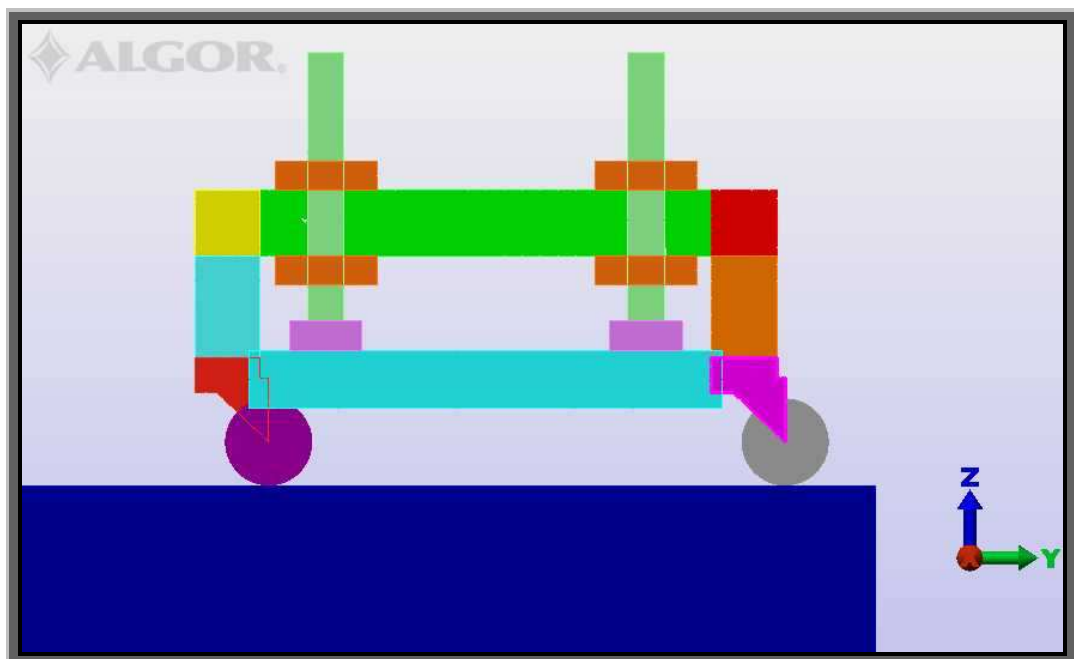
El Modelo 2D es realizado mediante las herramientas de diseño que incorpora el programa Algor sin necesidad de apoyarse en programas de diseño CAD.

Tras muchos ensayos y modificaciones sobre el modelo se llegó al Modelo 2D de la figura 62.



**Fig. 62:** Modelo 2D.

Como puede comprobarse si vemos el modelo en todo su conjunto el deslizador no se ve ya que el suelo como se había dicho anteriormente es mucho más grande en relación al deslizador. En la siguiente figura 63 se muestra el modelo del deslizador en 2D para que pueda verse en detalle.



**Fig. 63:** Deslizador del Modelo 2D.

En esta figura 63 puede observarse como las piezas han sido simplificadas respecto al modelo tridimensional. Las medidas geométricas han sido respetadas, es decir, por ejemplo la distancia de la vertical del eje a la de la pata se ha respetado y así en todo el modelo.



Hay que destacar también el diseño de la estructura (soporte) de la rueda; como puede observarse se ha diseñado simplificando el perfil del modelo 3D y simulando el vértice de la estructura como si fuera el eje de la rueda. Este diseño como se verá posteriormente generará unas tensiones altas no realistas ya que este vértice genera una concentración de tensiones que no simula la realidad aunque simplifica el diseño y las posteriores simulaciones. Otro punto a destacar es el diseño del prisma de hierro y los imanes que en el Modelo 2D se han diseñado como una pieza única. Además los tornillos grandes de alúmina se han considerado cada uno de ellos como dos piezas; por un lado la cabeza del tornillo y por otro el cilindro roscado. Con esto lo que se consigue es que a la hora de aplicar los espesores antes descritos, se pueda aplicar a cada parte del tornillo su espesor específico ya que es la única pieza del modelo 2D no homogénea en cuanto al reparto del volumen.

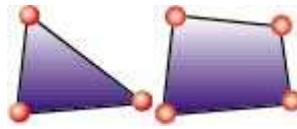
Debido al método de cálculo de los elementos finitos que se basan en sistemas de cálculos discretos y continuos, se hace necesario que el modelo del deslizador en 2D en el instante cero no se encuentre en contacto con el suelo. Para ello se deja una distancia entre rueda y suelo de 0,001 mm aunque a simple vista no se distingue en la figura 63.

Para la consecución final del conjunto se han utilizado las siguientes piezas de la tabla 30:

PIEZAS	UNIDADES
Cuerpo	1
Palier	2
Pata	2
Estructura rueda	2
Rueda	2
Prisma Fe	1
Cabeza Tornillo M25	2
Cilindro Rosca Tornillo M25	2
Tuerca M25	4
Suelo	1
<b>TOTAL</b>	<b>19</b>

**Tabla 30:** Desglose piezas Modelo 2D.

Una vez tenemos el modelo generado en *Algor*, definimos el tipo de elemento que se usará en el posterior mallado. Se establece que debido a la bidimensionalidad del modelo, el elemento finito idóneo sea el elemento tipo **2D**. Los elementos 2D pueden ser de tres o cuatro nodos como se muestra en la figura 64 y deben de ser formulados en el plano YZ sin tener la posibilidad de rotar o trasladarse en la dirección X.



**Fig. 64:** Elementos tipo 2D.

Posteriormente a elegir el tipo de elemento, se definen los parámetros del mismo, es decir, se definen las propiedades que lo van a caracterizar. En este caso a diferencia del Modelo 3D Optimizado los parámetros para todas las piezas van a coincidir a excepción de los espesores de cada una de las piezas por lo que en principio se definirán los parámetros coincidentes y posteriormente los espesores de cada pieza.

Las características a definir son el **Modelo de Material** que se elegirá **Isotrópico** ya que se supone que las propiedades del material son las mismas en las dos direcciones del plano, y los **Nodos Intermedios** que son los nodos que están en medio de cada una de las aristas de cada elemento tipo 2D, están **No Incluidos** ya que no se ve necesario su uso.

Parámetro de los más importantes será el **Tipo de Análisis** que se elegirá como **Grandes Desplazamientos** ya que las fuerzas dinámicas aplicadas conllevan unos grandes desplazamientos en el deslizador además de contactos superficiales, lo cual implica una **Formulación del Análisis** como **Lagrangiano Total**. La energía cinética (T) y potencial (V) de un elemento elástico dinámico son la base de la definición de la ecuación de movimiento en la formulación de este análisis de un elemento finito elástico dinámico mediante la definición del lagrangiano ( $T - V$ ).

En el **Tipo de Geometría** se elige el de **Elongación Plana** ya que no se ha tenido en cuenta que haya deformaciones en el plano perpendicular al YZ, es decir, según X.

Dado que no hay deformación en la dirección X, se asume un espesor de 1 unidad para el análisis de un espesor. Se pueden introducir los espesores, pero éstos sólo se utilizan para la visualización en 3-D en el entorno de Resultados. Todas las cargas de entrada y los resultados se basan en el espesor de 1 unidad. [15]

Los espesores como se ha dicho sólo valen a nivel visual pero de todas formas se introducen para cada una de las piezas del Modelo 2D. En la siguiente tabla 31 se muestran los espesores aplicados al Modelo 2D a partir de los volúmenes extraídos de las piezas 3D que contribuyen en el “volumen teórico” del Modelo 2D teniendo en cuenta la duplicidad de la pieza como por ejemplo la rueda de un eje del Modelo 2D que corresponde con dos ruedas del modelo tridimensional, y mediante el área de cada pieza del Modelo 2D. El espesor del suelo se define arbitrariamente.

PIEZA	VOLUMEN 3D (mm3)	ÁREA 2D (mm2)	ESPESOR (mm)
Cuerpo	962240	13950	68,98
Palier	294880	2025	145,62
Palier	294880	2025	145,62
Pata	108640	3150	34,50
Pata	108640	3150	34,50
Estructura rueda	24476	1745	14,02
Estructura rueda	24476	1745	14,02
Rueda	111868	707	158,23
Rueda	111868	707	158,23
Prisma Fe	556895	11400	48,86
Cabeza Tornillo M25	39269	1000	39,27
Cabeza Tornillo M25	39269	1000	39,27
Cilindro Rosca Tornillo M25	90812	4625	19,64
Cilindro Rosca Tornillo M25	90812	4625	19,64
Tuerca M25	66934	1400	47,82
Tuerca M25	66934	1400	47,82
Tuerca M25	66934	1400	47,82
Tuerca M25	66934	1400	47,82
Suelo			200

**Tabla 31:** Espesores piezas Modelo 2D.

A continuación se realiza el mallado del Modelo 2D que tiene como característica que cada pieza tiene una densidad de malla diferente según las necesidades de cada una. En común tienen todas las mallas de las piezas que la **Forma del Elemento** es **Quadrilateral**.

Los resultados sobre el modelo son los que se muestran en la tabla siguiente:

	Piezas	Nodos Físicos
Malla	19	2083

**Tabla 32:** Resumen del mallado del Modelo 2D.

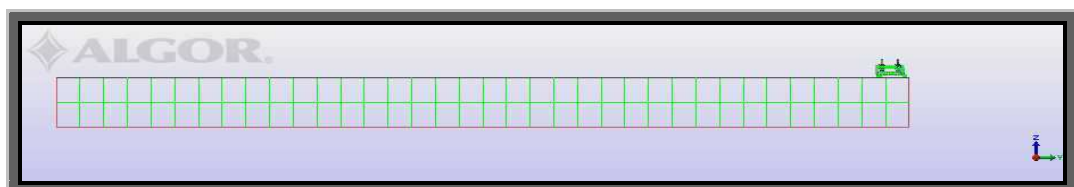
En la siguiente tabla 33 se muestra para cada pieza la densidad de malla de cada una y el factor de refinamiento de cada una de ellas.

PIEZA	DENSIDAD	FACTOR REFINAMIENTO
Cuerpo	400	1
Palier	1400	1
Palier	1400	1
Pata	1400	1
Pata	1400	1
Estructura rueda	100	1
Estructura rueda	100	1
Rueda	100	4
Rueda	100	4
Prisma Fe	200	1
Cabeza Tornillo M25	200	1
Cabeza Tornillo M25	200	1
Cilindro Rosca Tornillo M25	200	1
Cilindro Rosca Tornillo M25	200	1
Tuerca M25	200	1
Tuerca M25	200	1
Tuerca M25	200	1
Tuerca M25	200	1
Suelo	100	4

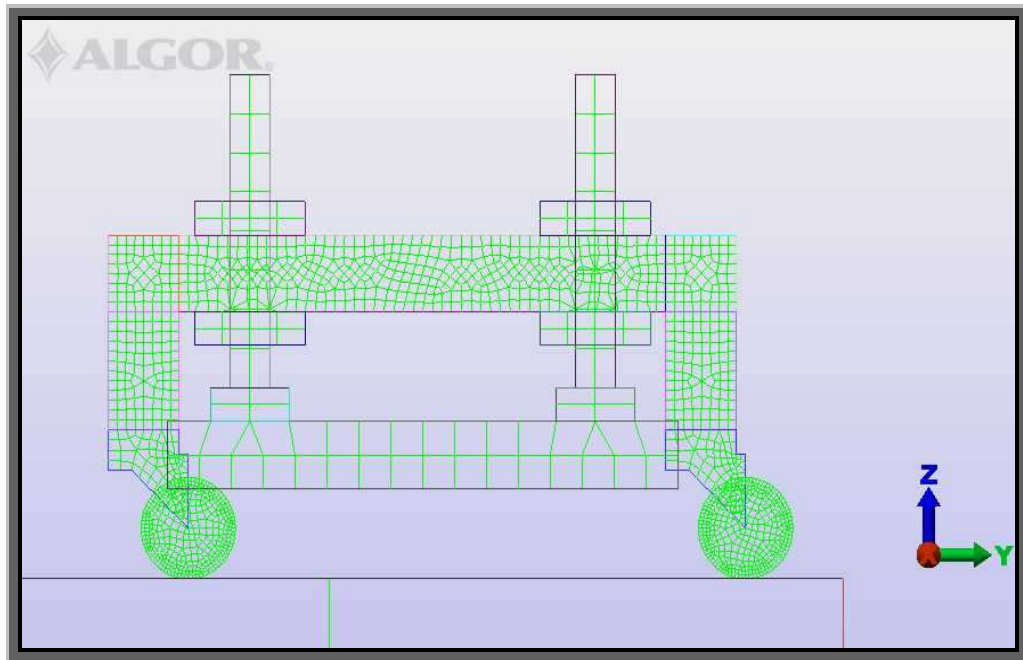
**Tabla 33:** Densidad de mallado y factor refinamiento piezas Modelo 2D.

Como puede comprobarse el factor de refinamiento en ruedas y suelo con lo que se consigue mayor número de nodos en las superficies de contacto entre ambos.

En las siguientes figuras 65 y 66 se muestran el mallado del conjunto del Modelo 2D y las del deslizador más en detalle respectivamente.

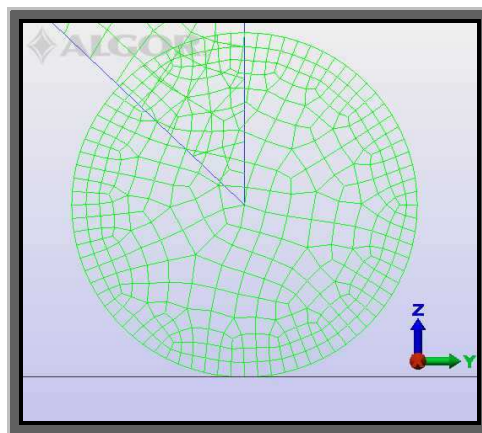


**Fig 65:** Modelo 2D.



**Fig. 66:** Deslizador del Modelo 2D.

Los contactos de los nodos son generados automáticamente una vez se ha mallado el modelo a partir de las relaciones de tipo *Pegado*. Pero no todos los contactos generados por Algor son los que necesitamos; por ejemplo los nodos de las ruedas y del eje de las estructuras no coinciden por lo que se debe hacer de manera manual para que el sistema sea continuo. En la figura 67 se muestra como se hacen coincidir el nodo del eje con el nodo del centro de la rueda. El sistema de excitación electromagnética también se hace necesario hacer coincidir los nodos de éste con los del resto de la estructura.



**Fig. 67:** Detalle malla rueda y eje Modelo 2D.

Además de estos contactos hay que imponer otros dos contacto superficiales. Uno de los contactos superficiales se genera entre la superficie de la rueda con la superficie del suelo y el otro contacto superficial entre la superficie de la otra rueda y el suelo. Posteriormente a haberlos generado hay que establecer los **Controles y Parámetros de las Parejas en contacto**. Éstos son los mismos para ambas parejas y son los de la tabla 34.

PARÁMETROS	
Tipo de Contacto	Contacto de velocidad lenta
Método de Contacto	Contacto con Fricción
Tipo de Contacto	Automático
MODELADO DE LA FRICCIÓN	
Coefficiente de Fricción Estática	0,3
Coefficiente de Fricción Dinámica	0,3

**Tabla 34:** Controles y Parámetros de las Parejas en contacto del Modelo 2D.

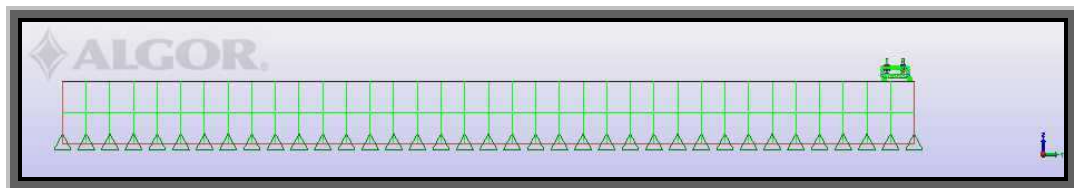
En las opciones avanzadas de los **Controles y Parámetros de las Parejas en contacto** se usa el **Método de rigidez de contacto adaptativa**

Una vez mallado el Modelo 2D, el siguiente paso es asignar a cada una de las piezas el material del que está compuesto con lo que se consigue asignar matrices de rigidez para calcular desplazamientos y tensiones nodales a partir de cargas dinámicas aplicadas. Para ello, el mismo programa Algor posee una biblioteca con una gran variedad de materiales con sus propiedades mecánicas ya determinadas. En la siguiente tabla 35 se muestran los materiales de cada una de las piezas del Modelo 2D cuyas propiedades se mostraron ya en el Modelo 3D Optimizado. Hay que decir que los límites elásticos también son los mismos por tanto que los del Modelo 3D Optimizado.

PIEZAS	MATERIALES
Cuerpo	Aluminum1050-H14
Palier	Aluminum1050-H14
Pata	Aluminum1050-H14
Estructura rueda	Aisi 1005-Steel
Rueda	Acetal (Copolymer)
Prisma Fe	Iron-Fe
Cabeza Tornillo M25	Alumina 99.9%-Al2O3
Cilindro Rosca Tornillo M25	Alumina 99.9%-Al2O3
Tuerca M25	Alumina 99.9%-Al2O3
Suelo	Aisi 1005-Steel

**Tabla 35:** Materiales piezas Modelo 2D.

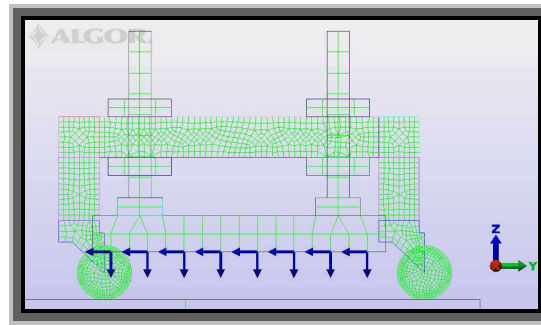
Una vez determinados los materiales del Modelo 2D, hay que disponerse a decidir y establecer las condiciones de contorno oportunas para la simulación dinámica. Se decide que las coacciones lógicas a las que debe estar sometido el modelo son las de las fijaciones del suelo ya que en esta simulación es la única pieza que está lógicamente fijada. Para ello se bloquean los 6 grados de libertad (desplazamientos en  $x$ ,  $y$ ,  $z$  y giros en  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) de todos los nodos de la superficie inferior del suelo como se muestra en la figura 68.



**Fig.68:** Coacciones del Modelo 2D.

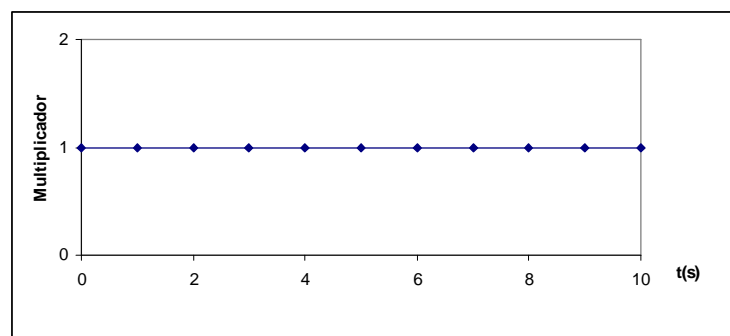
Según el guión seguido para realizar el análisis, éste sería el momento de aplicar las cargas, fuerzas externas o momentos. Como se ha explicado con anterioridad las fuerzas aplicadas serán las fuerzas de atracción y las de empuje. Esta fuerza será aplicada proporcionalmente sobre los nodos de la superficie inferior del prisma de hierro. Para esto se han dispuesto ocho nodos equidistantes que intentan simular los ocho pares de imanes del Modelo 3D Optimizado.

La fuerza de atracción es un dato obtenido a partir de ensayos experimentales sobre el prototipo del MLSIP y tiene un valor total de  $F_z = -1063$  N y se aplicará proporcionalmente en cada uno de los ocho nodos antes descritos. El valor es negativo ya que la dirección es vertical ( $Z$ ) y el sentido hacia abajo. Esta fuerza será la misma en todas las simulaciones. En cambio para este estudio se pretende hacer un barrido de fuerzas de empuje por lo que éstas irán variando para cada una de las 9 simulaciones y se aplicarán proporcionalmente en cada uno de los ocho nodos antes descritos. Los valores de estas fuerzas de empuje serán negativos ya que la dirección en cada caso será horizontal ( $Y$ ) y el sentido hacia la izquierda. La dirección y sentido de las fuerzas se muestran en la figura.



**Fig. 69:** Aplicación cargas Modelo 2D.

Importante es la Curva de Carga que se aplica al modelo. La misión de esta curva es aplicar el multiplicador de la fuerza en cada instante según queramos que aumente o disminuyan las fuerzas a partir del valor inicial y a lo largo del tiempo. Lo que se pretende es que las fuerzas aplicadas desde el comienzo sean las mismas a lo largo del tiempo por lo que la curva es la de la gráfica 4.



**Gráf. 4:** Curva Carga Modelo 2D.

A continuación en la tabla 36 se muestran el nombre de cada una de las simulaciones dinámicas mediante MES para cada una de las fuerzas de empuje con el fin de no provocar confusiones en los posteriores análisis de resultados.

NOMBRE SIMULACIÓN	FUERZA EMPUJE (N)	FUERZA ATRACCIÓN(N)	TIEMPO SIMULACIÓN(s)
MOD2D100	100	1063	0,76
MOD2D300	300	1063	3
MOD2D500	500	1063	3
MOD2D800	800	1063	3
MOD2D1000	1000	1063	3
MOD2D3000	3000	1063	3
MOD2D5000	5000	1063	2,76
MOD2D8000	8000	1063	2,62
MOD2D10000	10000	1063	1,82

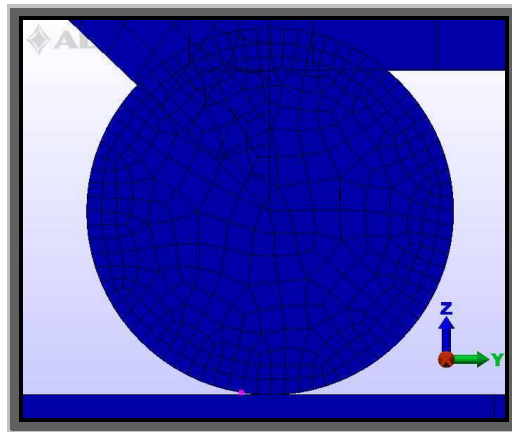
**Tabla 36:** Simulaciones dinámicas.



### 6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

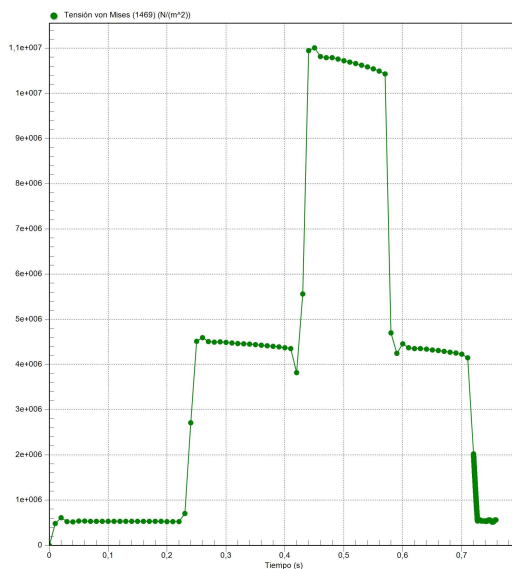
#### 6.3.1. TENSIONES DE CONTACTO.

La toma de resultados para las tensiones de contacto se realizará en dos nodos cada uno de los cuales se encuentran en la superficie cada rueda como se muestra en la figura 70. Los nodos escogidos dentro de todos los posibles de la superficie de una rueda son los que en el instante cero están a punto de ponerse en contacto con el suelo, es decir, para la rueda delantera será el nodo 1469 y para la trasera el nodo 1612.

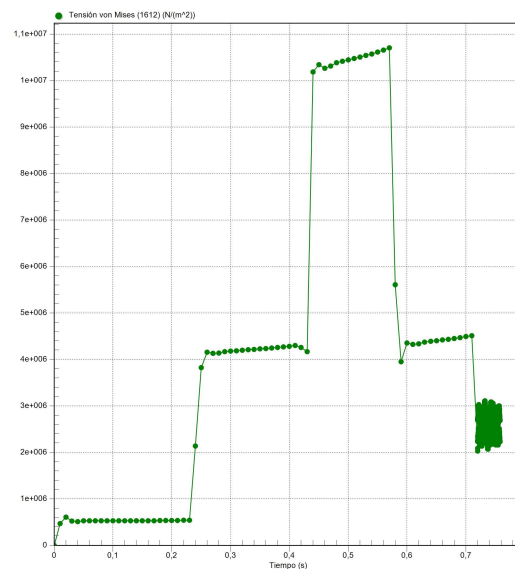


**Fig. 70:** Nudo 1469

Ahora se mostrarán las gráficas 5 y 6 correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 100 N (MOD2D100) para los nodos 1469 y 1612.



**Graf. 5:** Tensiones Nudo 1469 MOD2D100.

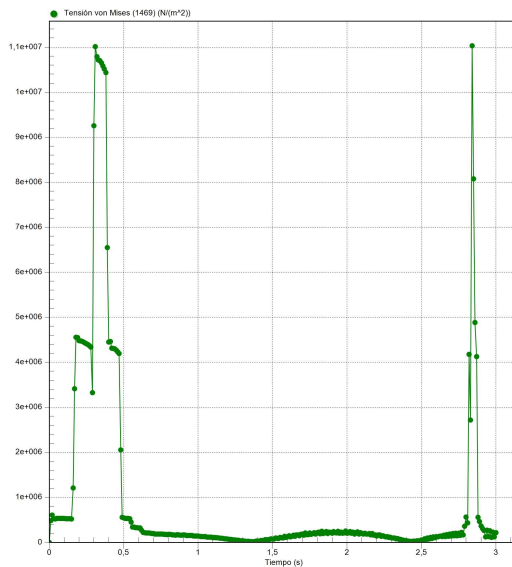


**Graf. 6:** Tensiones Nudo 1612 MOD2D100.

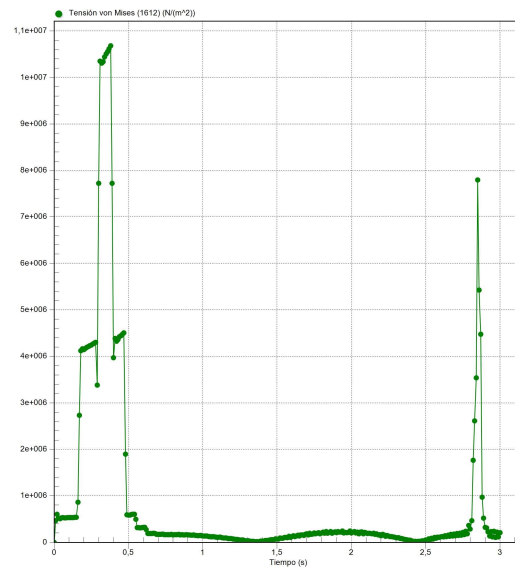
Debido a que el tiempo de simulación no es lo suficientemente grande para que el nodo realice un giro completo sólo hay un pico de tensiones máximas ya que los

picos de tensiones máximas corresponden al instante en que el nodo se encuentra en contacto con el suelo.

Las gráficas 7 y 8 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 300 N (MOD2D300) para los nodos 1469 y 1612.



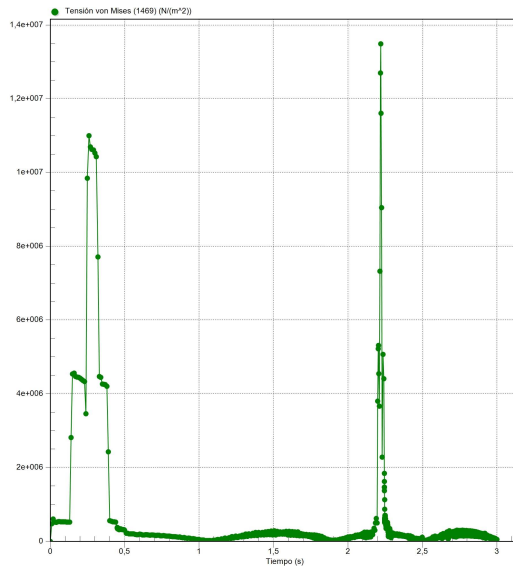
**Graf. 7:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D300.



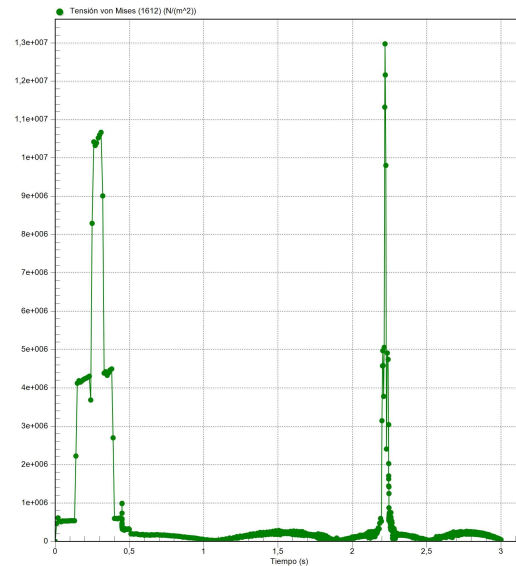
**Graf. 8:** Tensiones Nodo 1612 OD2D300.

Como se puede apreciar en las gráficas 7 y 8 cada uno de los nodos entran en contacto generando el primer pico de tensiones, luego deja de estar en contacto con el suelo con lo que las tensiones son mínimas y antes de los 3 sg de simulación le da tiempo a entrar de nuevo en contacto generando otro pico de tensión

Las gráficas 9 y 10 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 500 N (MOD2D500) para los nodos 1469 y 1612. En esta ocasión de nuevo sólo aparecen dos picos de tensión máximos con lo que entran en contacto y a partir de ahí sólo le da tiempo de dar algo más de un giro apareciendo otro pico de tensión.

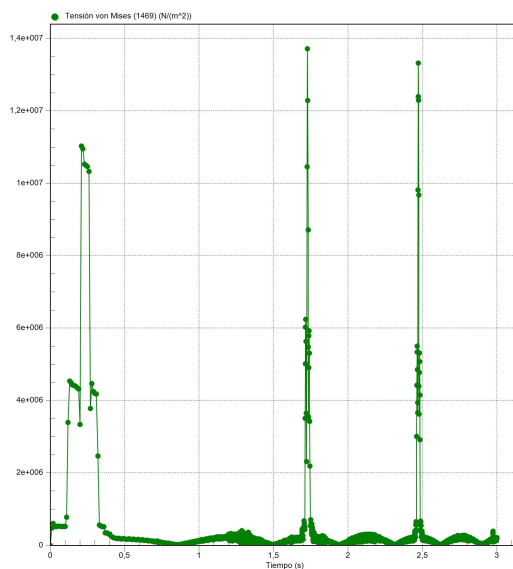


**Graf. 9:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D500.

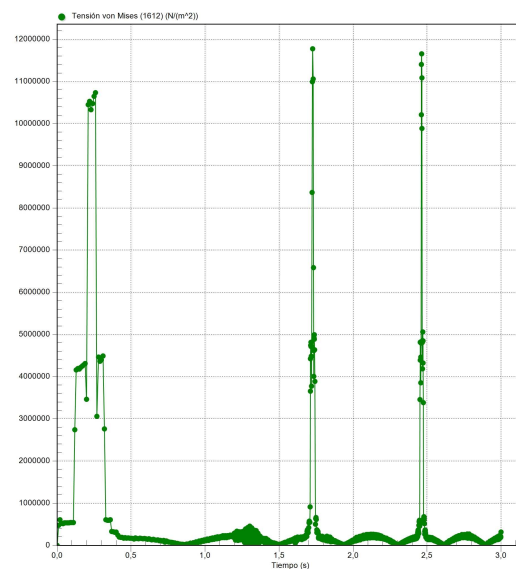


**Graf. 10:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D500.

Las gráficas 11 y 12 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 800 N (MOD2D800) para los nodos 1469 y 1612.



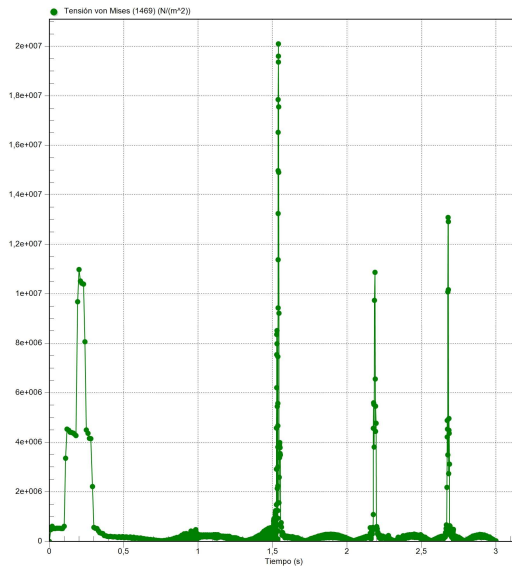
**Graf. 11:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D800.



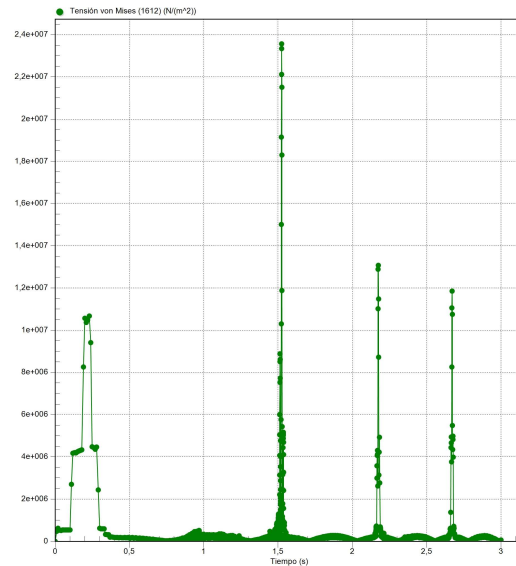
**Graf. 12:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D800.

En esta ocasión los nodos llegan a entrar en contacto hasta tres veces. Como es lógico cuanto mayor son las fuerzas de empuje, mayor es la velocidad del deslizador y por consiguiente mayores son la velocidad de rotación de las ruedas con lo que un nodo entra más veces en contacto dentro de un determinado tiempo de simulación, lo que genera más picos de tensión.

Las gráficas 13 y 14 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 1000 N (MOD2D1000) para los nodos 1469 y 1612.

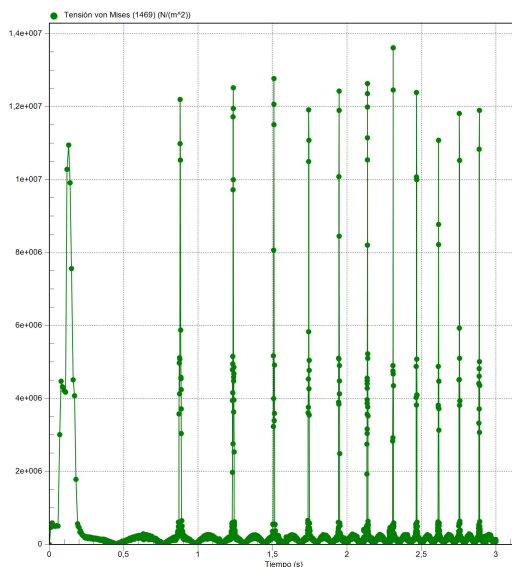


**Graf. 13:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D1000.

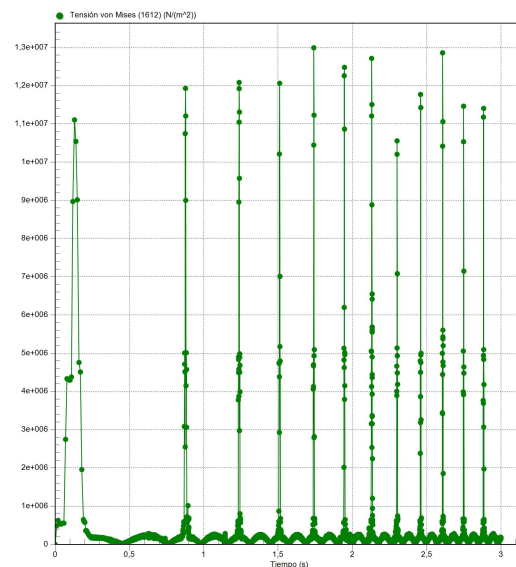


**Graf. 14:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D1000.

Las gráficas 15 y 16 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 3000 N (MOD2D3000) para los nodos 1469 y 1612.



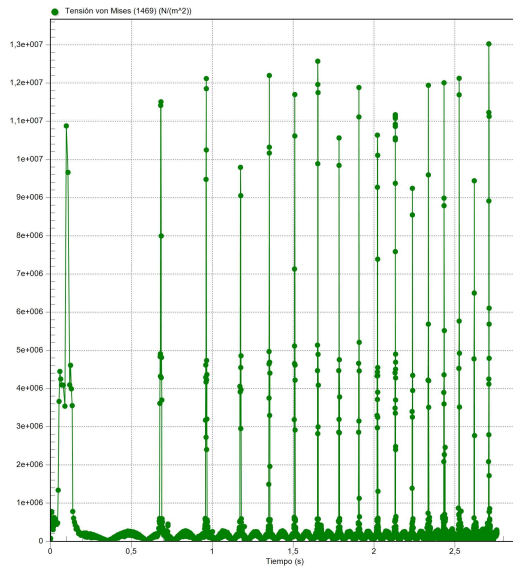
**Graf. 15:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D3000.



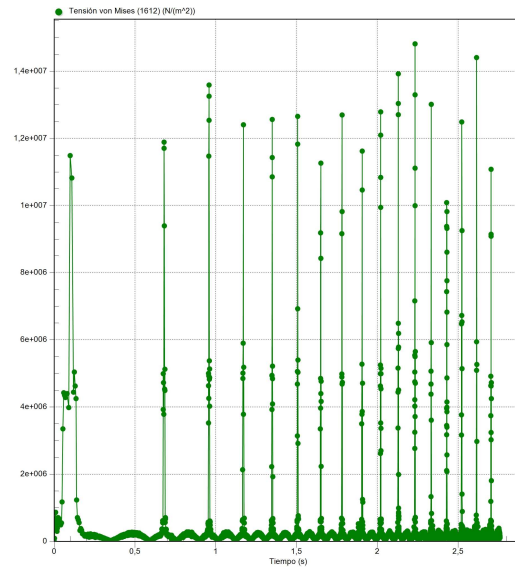
**Graf. 16:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D3000.

Como puede observarse la frecuencia de aparición de los picos de tensión aumenta a lo largo del tiempo y esto se debe al aumento de la velocidad de giro de la rueda debido al aumento de la velocidad del deslizador a lo largo del tiempo de simulación.

Las gráficas 17 y 18 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 5000 N (MOD2D5000) para los nodos 1469 y 1612.

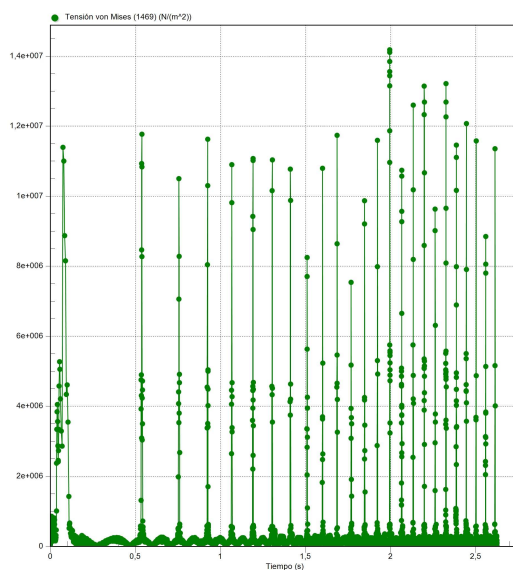


**Graf. 17:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D5000.

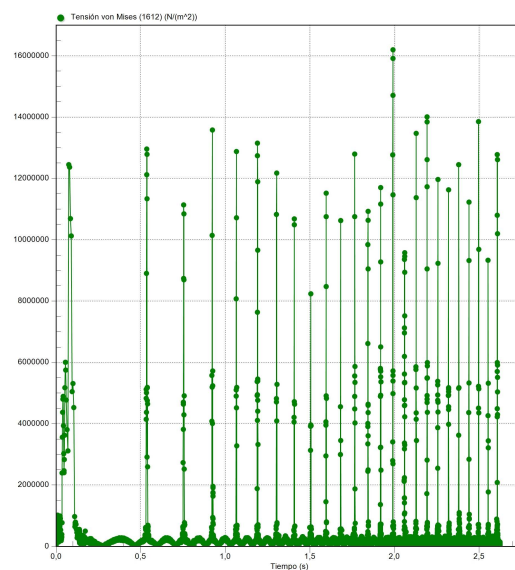


**Graf. 18:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D5000.

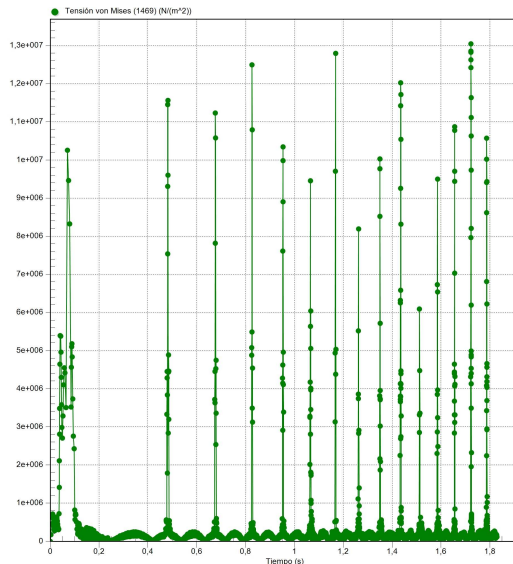
Las gráficas 19, 20, 21 y 22 muestran las tensiones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 8000 N y 10000N respectivamente para los nodos 1469 y 1612.



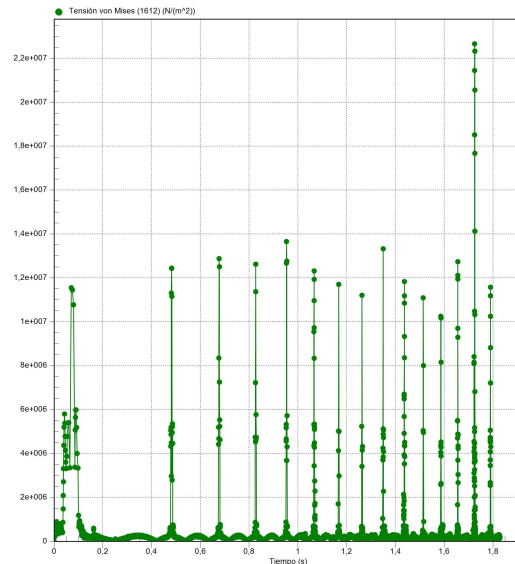
**Graf. 19:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D8000.



**Graf. 20:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D8000.



**Graf. 21:** Tensiones Nodo 1469 MOD2D10000.



**Graf. 22:** Tensiones Nodo 1612 MOD2D10000.

Para poder realizar una comparación de las tensiones de contacto entre las diferentes simulaciones con fuerzas de empuje diferentes, se realiza una media de los picos de tensiones máximas de modo que se caracteriza cada nodo de cada simulación. Estas tensiones medias de contacto es lo que puede observarse en la siguiente tabla 37.

SIMULACIÓN	NODO 1469 (MPa)	NODO 1612 (MPa)
MOD2D100	11,00	10,80
MOD2D300	11,00	9,30
MOD2D500	12,25	11,90
MOD2D800	12,50	11,40
MOD2D1000	13,75	14,82
MOD2D3000	12,17	12,10
MOD2D5000	11,49	12,48
MOD2D8000	11,24	12,10
MOD2D10000	10,58	12,78

**Tabla 37:** Tensiones de contacto medias.

De esta tabla puede observarse a primera vista que los valores son muy parecidos; esto quiere decir que la fuerza de empuje no influye en exceso en las tensiones de contacto de las ruedas con el suelo con lo que nos lleva a pensar que la fuerza que más influye sobre el comportamiento de las tensiones en el contacto son las fuerzas de atracción.

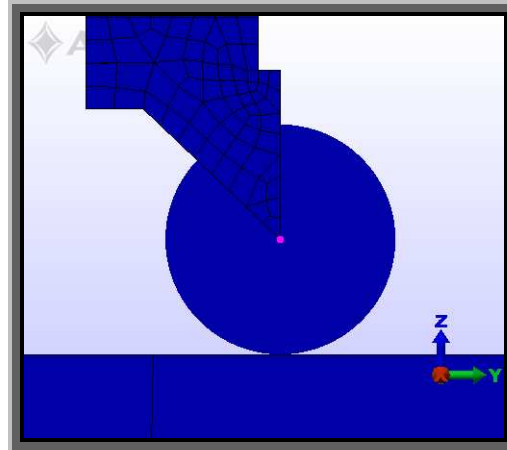
Después puede observarse en la tabla que dentro de las pequeñas diferencias que hay entre el nodo 1469 de la rueda delantera y el nodo 1612 de la rueda trasera, las tensiones de contacto en la rueda delantera son poco mayores a las traseras en simulaciones cuya fuerza de empuje va de los 100 N hasta los 800 N. Por el contrario,

de los 1000 N hasta los 10 KN, la rueda trasera parece ser que presenta unos valores de tensión de contacto algo mayores.

Hay que destacar que las tensiones medias de contacto más grandes son para una fuerza de empuje de 1000 N a diferencia de lo que se podía esperar en un principio que podía pensarse que sería para una fuerza de empuje de 10 KN.

### 6.3.2. TENSIONES MÁXIMAS.

Para cada simulación los máximos de la tensión se presentan en los ejes de las ruedas delanteras y traseras, es decir, la tensión máxima va variando a lo largo del tiempo entre los dos ejes del deslizador dentro de una misma simulación debido a los diferentes picos de tensión máximos en cada instante. Los ejes de las ruedas están diseñados como el nodo del vértice inferior de la estructura del conjunto de rueda giratoria que se une mediante un nodo al centro de la rueda como puede observarse en la figura 71. El nodo 920 corresponde al de la rueda delantera y el nodo 844 corresponde al de la trasera.



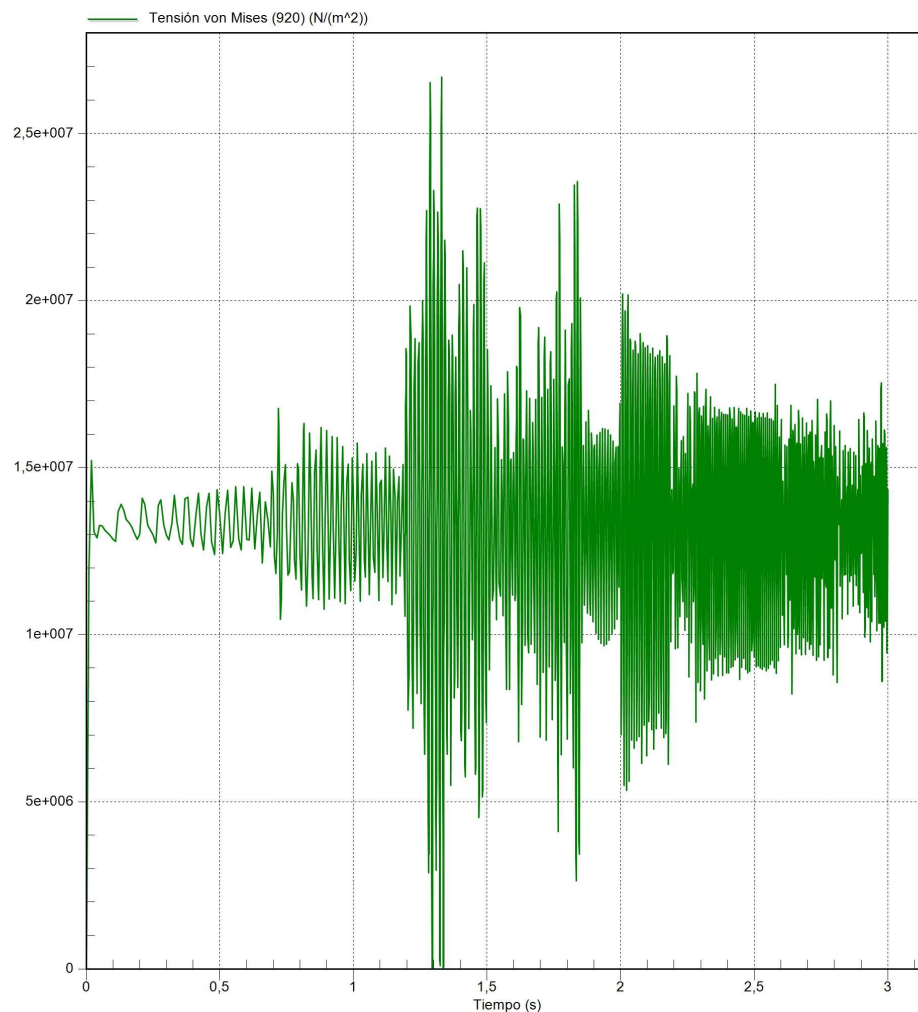
**Fig. 71:** Eje rueda Modelo 2D.

Hay que tener en cuenta que este diseño implica una concentración de tensiones irreal que hace que dichos valores de tensión sean máximos en estos nodos. De todas formas aunque estos valores sean mayores de los que cabría esperar, se intuye que son de todas formas los de máxima tensión.

Los valores de las tensiones máximas no se ven afectados en exceso por las diferentes fuerzas de empuje de cada simulación como se ha podido comprobar al



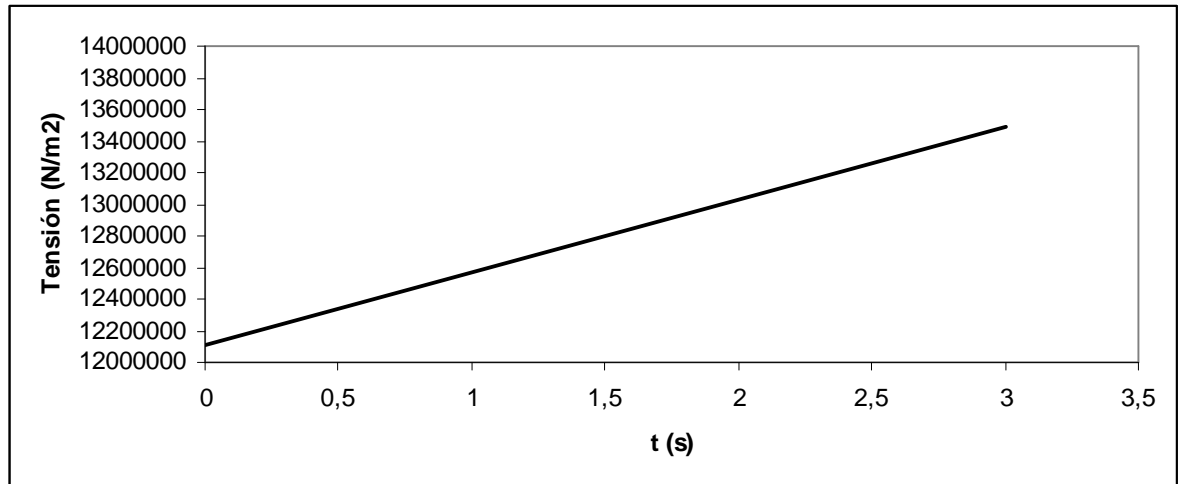
observar las gráficas de tensión de los nodos 920 y 844 que son los nodos de los dos vértices que simulan los ejes. Esto es porque tras analizar estas gráficas se observa que las tensiones máximas para cada nodo en cada instante de cada simulación siempre presentan unos valores similares en todas las simulaciones. Es por lo que para no caer en un trabajo repetitivo sólo se muestra en la gráfica 23 el nodo 920 de la simulación MOD2D800 que nos servirá de ejemplo.



**Graf. 23:** Tensiones Nodo 920 del MOD2D800.

Como puede verse en la gráfica 23 las fluctuaciones son muy grandes en torno a un valor medio para cada instante. Estas fluctuaciones de la tensión son irreales producto de la simulación de elementos finitos pero pueden aproximarse a una línea de tendencia como se muestra en la gráfica 24 para ver un valor medio de las fluctuaciones en cada instante.

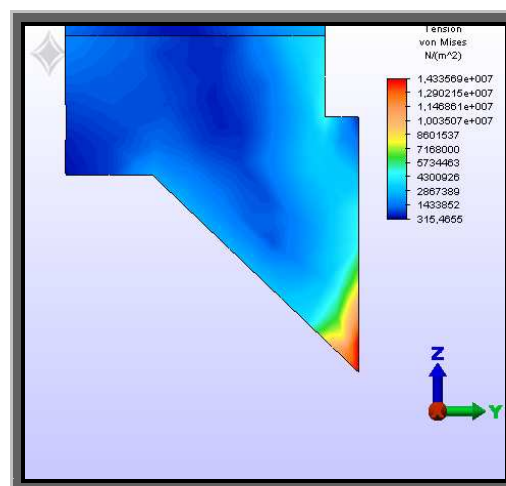




**Graf. 24:** Curva Tendencia Tensiones Nodo 920 del MOD2D800.

Ahora sí se puede discernir que mediante la curva de tendencia que las tensiones máximas van en general en aumento a lo largo del tiempo desde unos 12,2 MPa en el instante inicial hasta los 13,4 MPa a los 3 sg de simulación.

Para un instante del nodo 920 en la simulación MOD2D800 presenta un reparto de tensiones como se muestra en la figura 72.



**Fig. 72:** Tensiones estructura rueda (eje).

Resumiendo, el estudio de las tensiones máximas de todos los casos se puede decir que los valores van de 12,2 MPa a 13,4 MPa a lo largo de 3 sg y que las tensiones máximas se presentan en el nodo 920 y el nodo 844.

### 6.3.3. DEFORMACIONES.

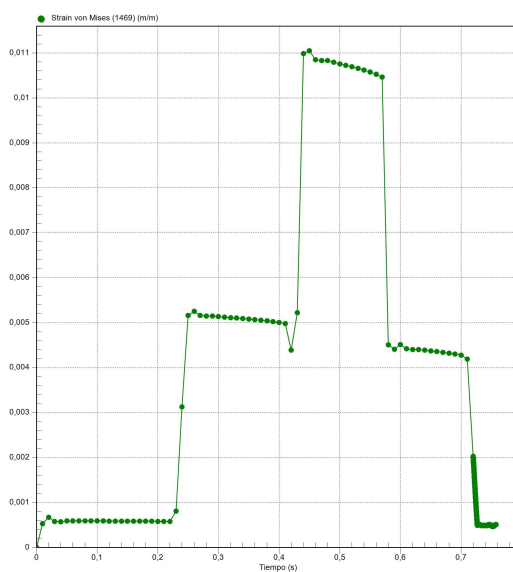
Todas las deformaciones generadas son expresadas en deformaciones unitarias del material, es decir, estas deformaciones se expresan en  $[m / m]$  y mediante el método de *Von Mises*. Hay que tener en cuenta que el límite elástico para el que los materiales colapsan según el criterio de plasticidad es cuando se supera la deformación unitaria del  $\varepsilon = 0,002 \text{ m / m}$ .

Teniendo en cuenta todo esto se pasa a estudiar las deformaciones generadas por las tensiones de contacto y por las tensiones máximas en el deslizador del MLSIP.

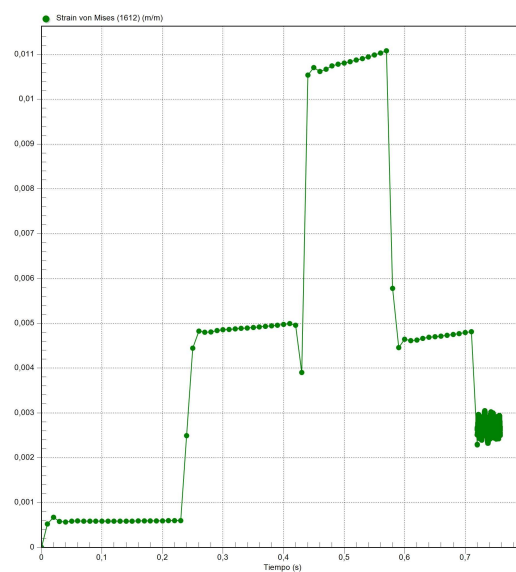
#### 6.3.3.1. DEFORMACIONES DEBIDAS A TENSIONES DE CONTACTO.

Primero de todo hay que decir que las deformaciones máximas en el deslizador del MLSIP se generan para cada instante de una simulación en los contactos de las ruedas con el suelo. Al igual que con las tensiones de contacto, cada pico de deformaciones unitarias coincide con cada contacto del nodo seleccionado en cada giro de la rueda. La toma de resultados para las deformaciones en el contacto se realizará en los dos nodos que se usaban para el estudio de las tensiones de contacto y que son el nodo 1469 y el nodo 1612.

Ahora se mostrarán las gráficas 25 y 26 correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 100 N (MOD2D100) para los nodos 1469 y 1612.

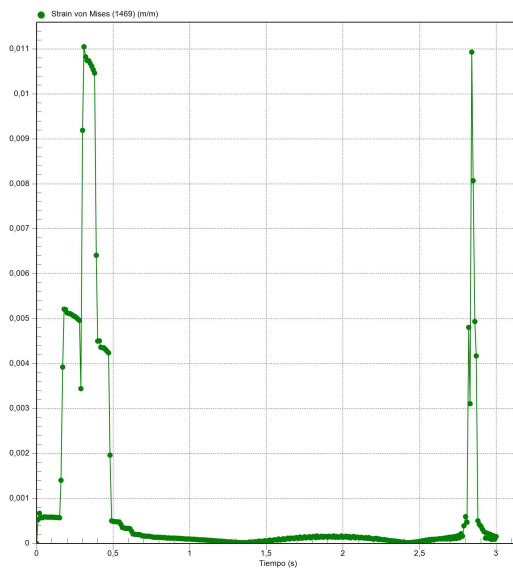


**Graf. 25:** Def. Nodo 1469 MOD2D100.

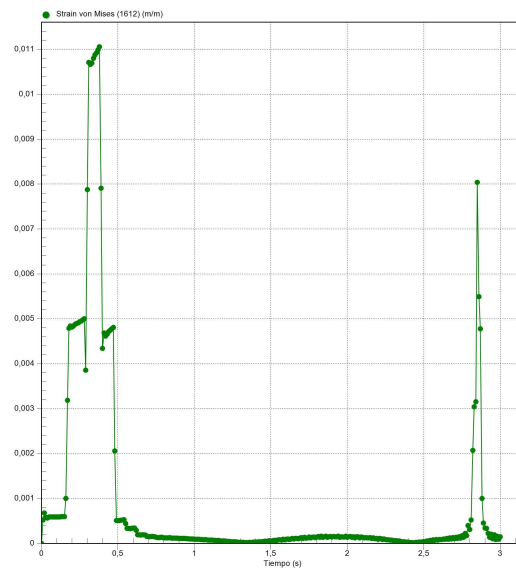


**Graf. 26:** Def. Nodo 1612 MOD2D100.

Las gráficas 27 y 28 muestran las deformaciones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 300 N (MOD2D300) para los nodos 1469 y 1612.

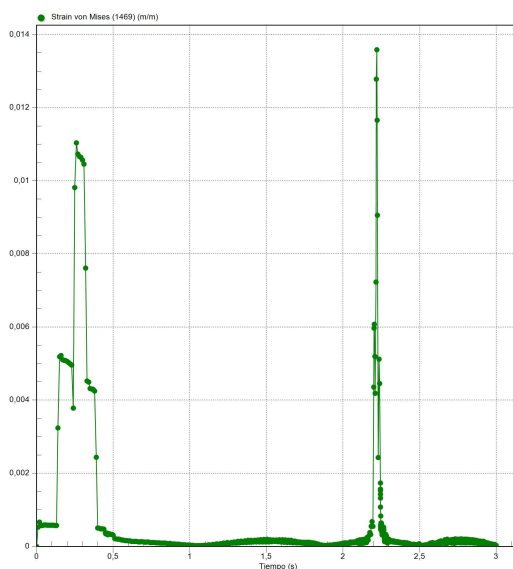


**Graf. 27:** Def. Nodo 1469 MOD2D300.

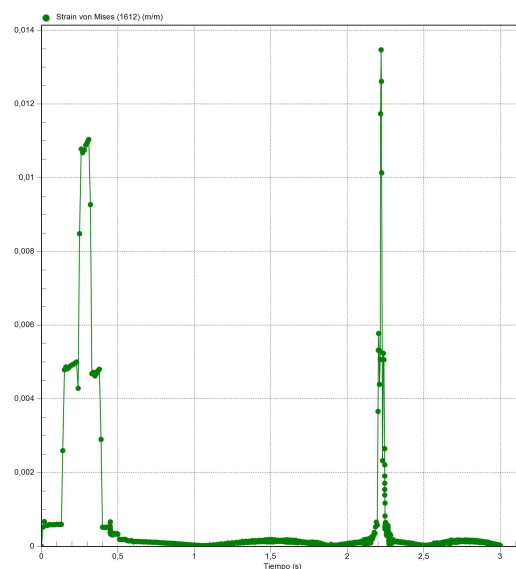


**Graf. 28:** Def. Nodo 1612 MOD2D300.

Las gráficas 29 y 30 muestran las deformaciones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 500 N (MOD2D500) para los nodos 1469 y 1612.

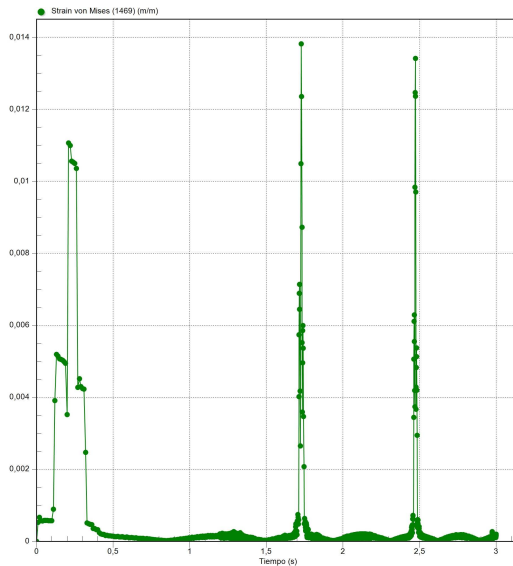


**Graf. 29:** Def. Nodo 1469 MOD2D500.

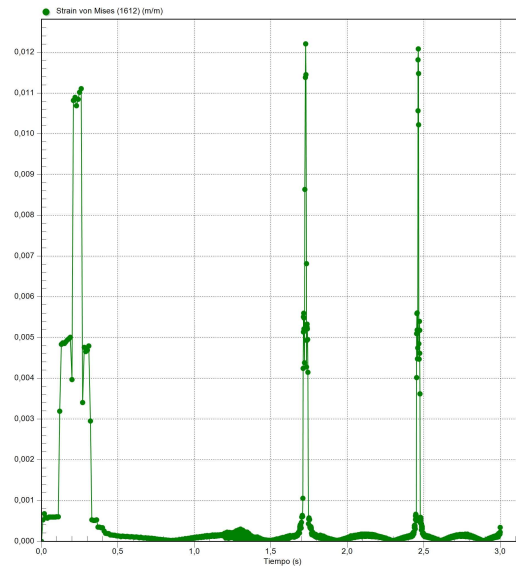


**Graf. 30:** Def. Nodo 1612 MOD2D500.

Ahora se mostrarán las gráficas 31 y 32 correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 800 N (MOD2D800) para los nodos 1469 y 1612.

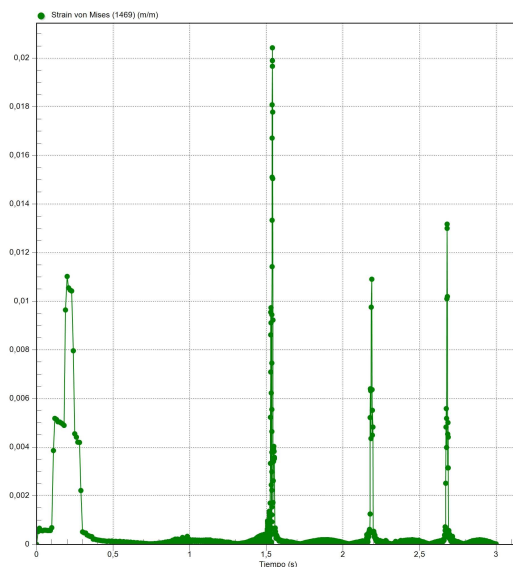


**Graf. 31:** Def. Nodo 1469 MOD2D800.

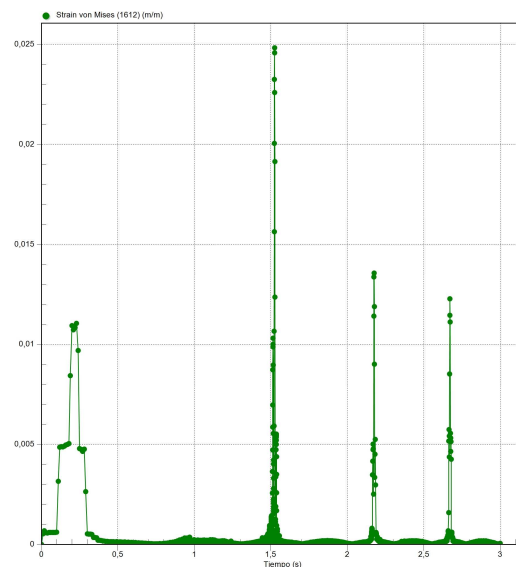


**Graf. 32:** Def. Nodo 1612 MOD2D800.

Las gráficas 33 y 34 muestran las deformaciones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 1000 N (MOD2D1000) para los nodos 1469 y 1612.

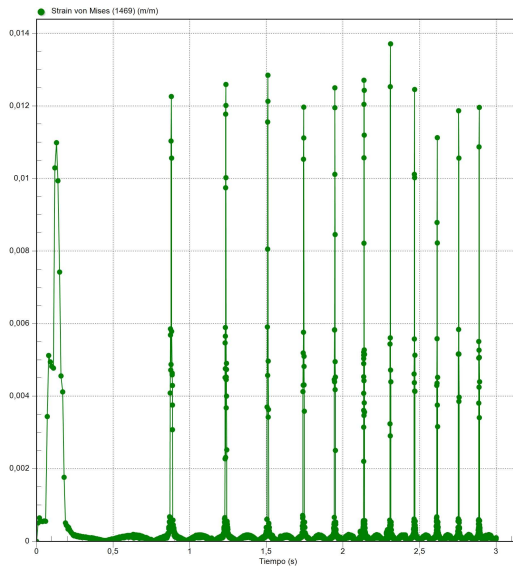


**Graf. 33:** Def. Nodo 1469 MOD2D1000.

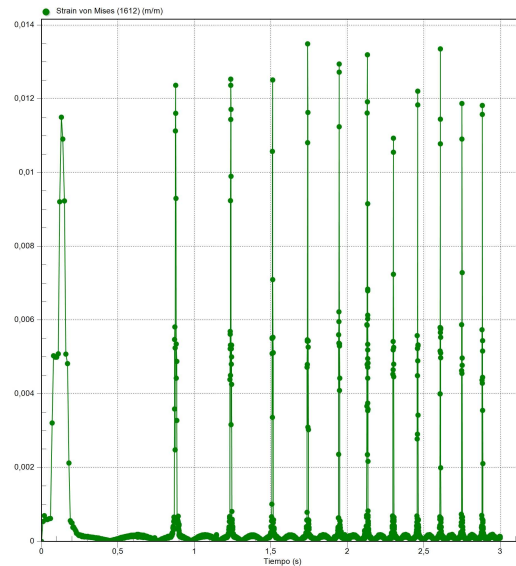


**Graf. 34:** Def. Nodo 1612 MOD2D1000.

Ahora se mostrarán las gráficas 35 y 36 correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 3000 N (MOD2D3000) para los nodos 1469 y 1612.

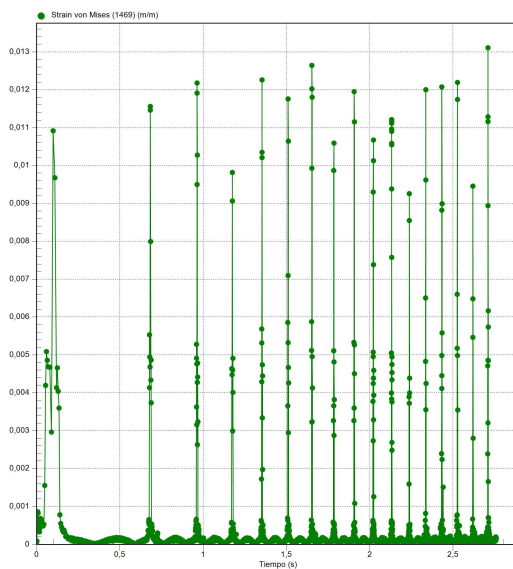


**Graf. 35:** Def. Nodo 1469 MOD2D3000.

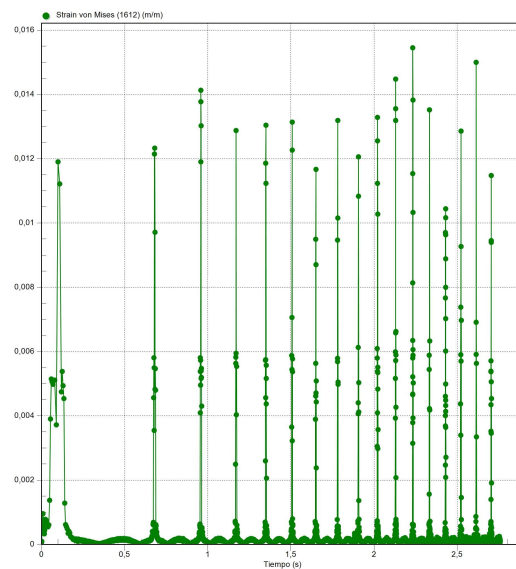


**Graf. 36:** Def. Nodo 1612 MOD2D3000.

Las gráficas 37 y 38 muestran las deformaciones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 5000 N (MOD2D5000) para los nodos 1469 y 1612.

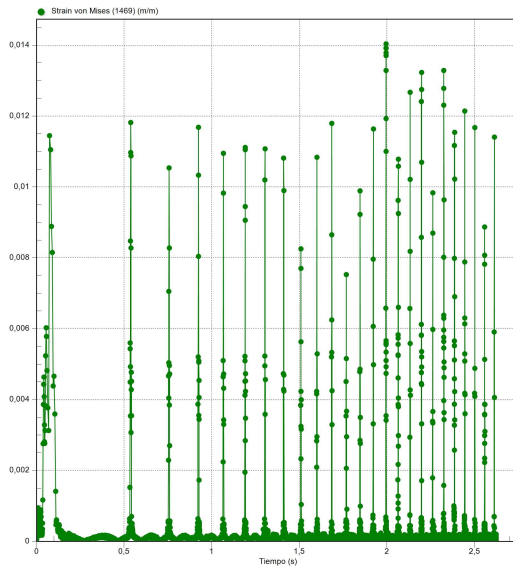


**Graf. 37:** Def. Nodo 1469 MOD2D5000.

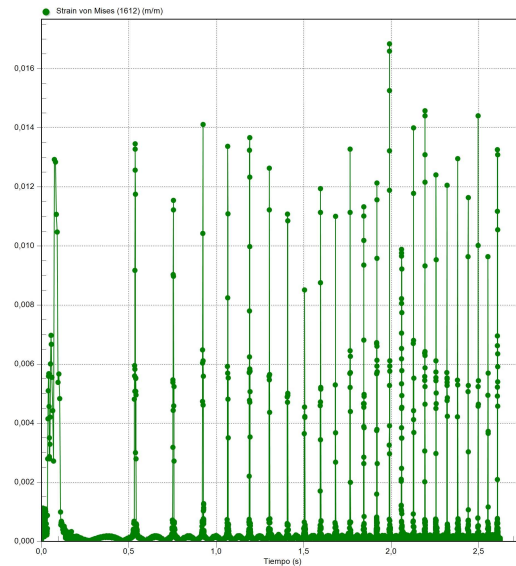


**Graf. 38:** Def. Nodo 1612 MOD2D5000.

Ahora se mostrarán las gráficas 39 y 40 correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 8000 N (MOD2D8000) para los nodos 1469 y 1612.

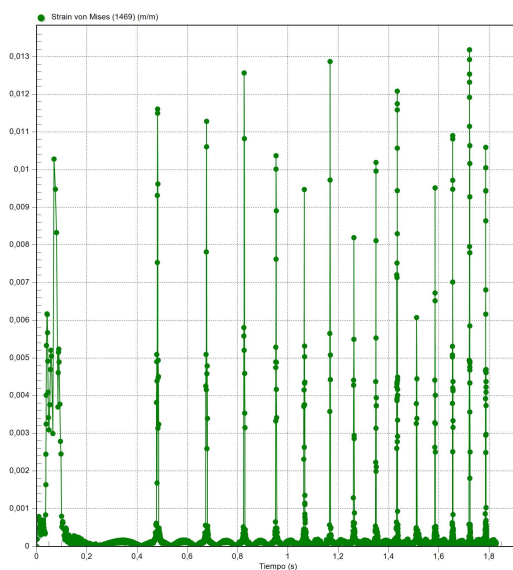


**Graf. 39:** Def. Nodo 1469 MOD2D8000.

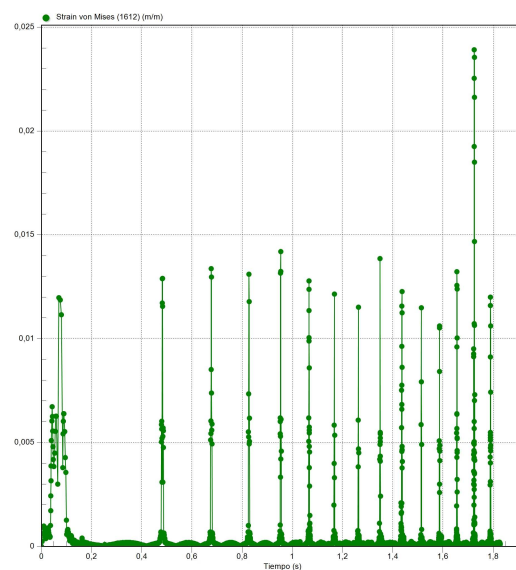


**Graf. 40:** Def. Nodo 1612 MOD2D8000.

Finalmente las gráficas 41 y 42 muestran las deformaciones correspondientes al modelo cuya fuerza de empuje es de 10000 N (MOD2D10000) para los nodos 1469 y 1612.



**Graf. 41:** Def. Nodo 1469 MOD2D10000.



**Graf. 42:** Def. Nodo 1612 MOD2D10000.

Ahora, de la misma forma que para las tensiones de contacto, para poder realizar una comparación de las deformaciones de contacto entre las diferentes simulaciones con fuerzas de empuje diferentes, se realiza una media de los picos de deformaciones unitarias máximas para un nodo en contacto en una simulación de modo

que se caracteriza cada nodo de cada simulación. Estas deformaciones unitarias medias de contacto es lo que puede observarse en la siguiente tabla 38.

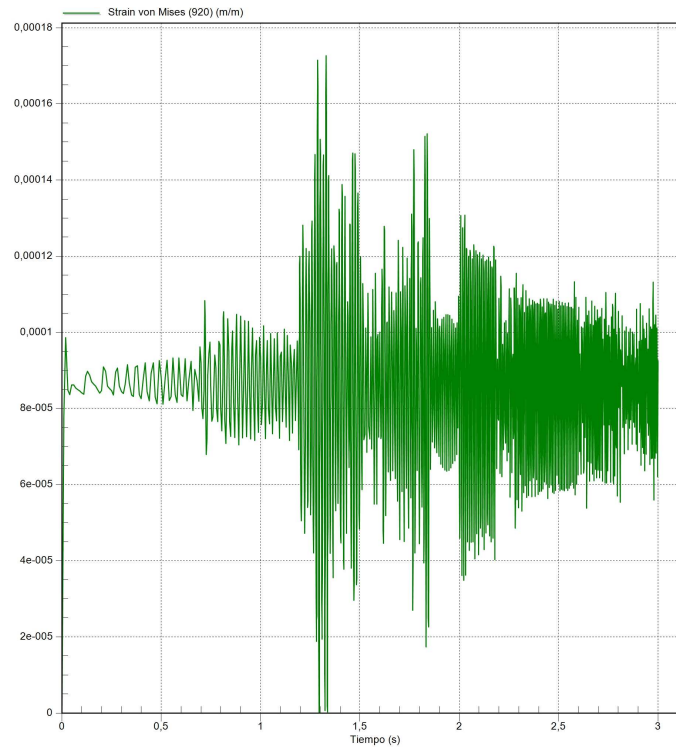
SIMULACIÓN	NODO 1469 ( m / m )	NODO 1612 ( m / m )
MOD2D100	0,011	0,011
MOD2D300	0,011	0,009
MOD2D500	0,012	0,012
MOD2D800	0,013	0,012
MOD2D1000	0,015	0,015
MOD2D3000	0,012	0,012
MOD2D5000	0,011	0,013
MOD2D8000	0,009	0,012
MOD2D10000	0,010	0,019

**Tabla 38:** Deformaciones unitarias medias de contacto.

A partir de la tabla se ve claramente en todos los casos se pasa el límite elástico que por definición es de  $\varepsilon = 0,002 \text{ m / m}$ , por lo que en todos ellos se crearán unas deformaciones que deberían ser permanentes aunque nuestro modelo al ser con materiales lineales recuperan dicha deformación. Es por ello que se hace necesario en trabajos futuros el estudio del modelo bajo condiciones de materiales no lineales para poder evaluar estas deformaciones permanentes. Además en la tabla puede observarse la poca dependencia que tienen las deformaciones de la fuerza de empuje ya que los valores están dentro de un rango muy parecido dentro del espectro de fuerzas de empuje.

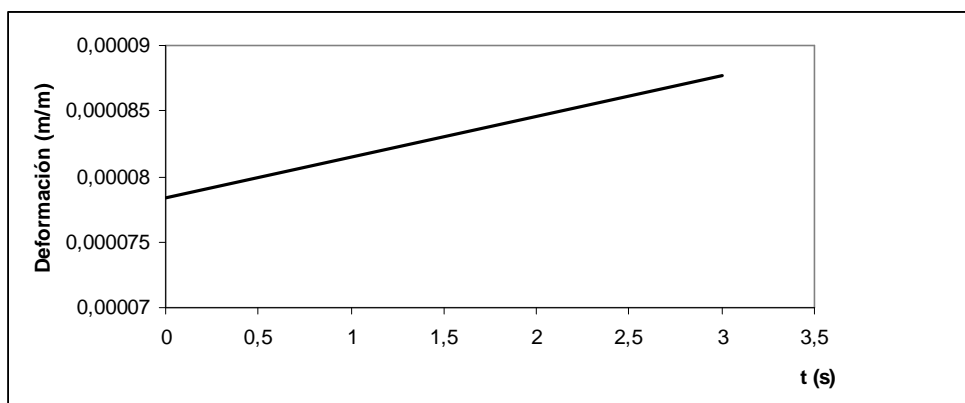
#### 6.3.3.2. DEFORMACIONES DEBIDAS A TENSIONES MÁXIMAS.

Como quedó claro las tensiones máximas se generaban en el eje formado por el vértice de las estructuras de las ruedas giratorias. Estas tensiones tenían prácticamente la misma línea de tendencia a lo largo del tiempo en todas las distintas simulaciones para las diferentes fuerzas de empuje. Por tanto es lógico que las deformaciones sigan el mismo esquema que las tensiones, es decir, en todas las simulaciones se generan prácticamente las mismas deformaciones a lo largo del tiempo. Como ejemplo en representación de todas las simulaciones se muestra la gráfica 43 del nodo 920 correspondiente a la rueda delantera del MOD2D800.



**Graf. 43:** Deformaciones Nodo 920 del MOD2D800.

Al igual que en el caso de las tensiones se ve las grandes fluctuaciones irreales con lo que se hace de nuevo necesario una curva de tendencia para poder ver la progresión de las deformaciones.



**Graf. 44:** Curva Tendencia Deformaciones Nodo 920 del MOD2D800.

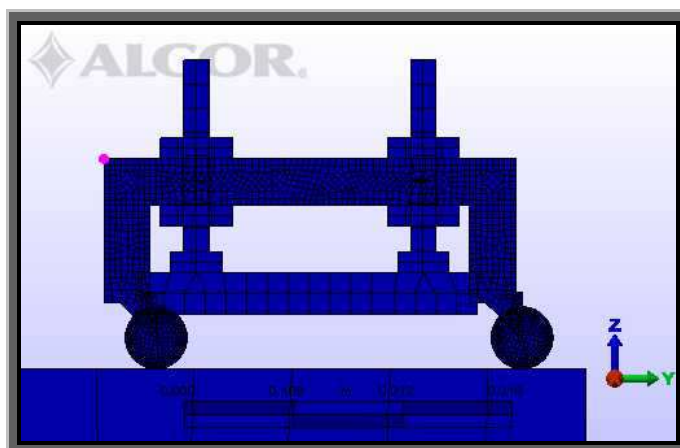
Como puede observarse en ningún caso las deformaciones llegan al límite elástico por lo que no hay peligro de deformaciones permanentes. Hay que decir que para el reto de la estructura las deformaciones unitarias también están por debajo del límite elástico por lo que no hay peligro tampoco de deformaciones permanentes a lo largo de todas las simulaciones.



#### 6.3.4. VELOCIDADES.

A modo de referencia cinemática se arrojan datos de velocidad para un instante dado que será  $t = 0,5$  s. Elegimos un instante ya que al tener nuestra simulación una aceleración constante conseguimos un aumento de la velocidad a lo largo del tiempo y no conseguimos una velocidad máxima constante referencial por lo que no se corresponde con el funcionamiento real de un MLSIP que tiene velocidad constante como se había explicado con anterioridad.

En la siguiente tabla 39 se puede observar las velocidades para un instante  $t = 0,5$  s para las diferentes simulaciones que comportan diferentes fuerzas de empuje. Estas velocidades se obtienen a partir del nodo 568 que se muestra en la figura 73 que está situado en la estructura de aluminio anodizado del deslizador del Modelo 2D.



**Fig. 73:** Nudo 568

NOMBRE SIMULACIÓN	VELOCIDAD ( m/s )
MOD2D100	0,012
MOD2D300	0,030
MOD2D500	0,058
MOD2D800	0,069
MOD2D1000	0,091
MOD2D3000	0,252
MOD2D5000	0,417
MOD2D8000	0,668
MOD2D10000	0,836

**Tabla 39:** Velocidades Nudo 568 para  $t = 0,5$  s.



En contraste a los resultados dinámicos en los que las diferentes fuerzas de empuje no generaban diferencias sustanciales en las tensiones máximas y máximas de contacto, las velocidades como es lógico sí presentan diferencias considerables para las diferentes fuerzas de empuje de cada simulación.

## 7. CONCLUSIONES.

### - Análisis Modal:

Por debajo de frecuencias de alrededor de 616 Hz la geometría del modelo no tiene ningún problema a nivel mecánico ya que no se contemplan desplazamientos de masa para estas frecuencias. Por otro lado pudimos comprobar que con las frecuencias de resonancia más bajas dentro del espectro, por debajo de 1340 Hz, las tensiones y deformaciones a las que se ve sometido el deslizador de MLSIP son críticas y más concretamente las ruedas de éste ya que los máximos desplazamientos en magnitud se encuentran normalmente en cada caso en las ruedas. Un mejor diseño de las ruedas por tanto es un punto a tener en cuenta para la integridad estructural y el buen funcionamiento del conjunto del deslizador del MLSIP.

### - Análisis Estático:

Del ensayo con cargas estáticas se observa como para los análisis de tensiones y desplazamientos del deslizador del MLSIP se obtienen en general coeficientes de seguridad lo suficientemente altos para que en ambos casos se pueda tener la certeza de que no se corre el riesgo de fallo por plastificación de los materiales de las diferentes piezas del deslizador. También hay que destacar que el coeficiente de seguridad para la rueda de polipropileno es el que más ajustado está por lo que de nuevo se señala a la rueda como el elemento del deslizador que puede generar problemas en el buen funcionamiento de éste. De nuevo al igual que en el análisis modal, el resto de la estructura del deslizador está dentro de unas características que no provocan el mal funcionamiento mecánico del deslizador.

### - Análisis Dinámico:

Primero de todo hay que decir que el Modelo 2D cumple con todas las condiciones dinámicas del Modelo 3D Optimizado por lo que los resultados se pueden considerar fiables. Finalmente del estudio dinámico del deslizador del MLSIP se desprende que de nuevo el punto crítico son las ruedas del mismo. Como se ha visto estas ruedas se deforman previsiblemente de forma permanente lo que generará un mal funcionamiento del deslizador. Las diferentes fuerzas de empuje provocan un aumento



en las tensiones en el contacto de ruedas con el suelo a diferencia de las que se desprendían del análisis estático en las que no se generaban deformaciones permanentes al no traspasar el límite elástico. También hay que destacar que la magnitud de la fuerza de empuje no influye de forma sustancial sobre las tensiones de contacto ya que los valores de estas tensiones son muy parecidos a pesar de que el barrido de fuerzas va de los 100 N hasta los 10 KN. Se concluye que la fuerza de atracción en relación a la de empuje es la que más influye sobre el buen funcionamiento mecánico del deslizador.

De todo lo anteriormente dicho se desprende la necesidad de realizar un cambio tanto en el diseño de las ruedas como en los materiales de las mismas que permitan un mayor coeficiente de seguridad de los materiales o un mejor diseño que generen menos desplazamientos en cuanto al estudio de modos.

## 8. FUTUROS ESTUDIOS.

1. Contrastar los resultados de las simulaciones realizadas con datos experimentales obtenidos en pruebas de campo.
2. Mejorar el modelado de los modelos tanto bidimensional como tridimensional para la obtención de resultados más fiables si cabe.
3. Estudio dinámico del deslizador mediante un modelo tridimensional cuando los recursos de hardware lo hagan posible para obtener resultados más fiables si cabe.
4. Realización de un modelo que simule las fuerzas reales (rizado de la fuerza de empuje) que generan un funcionamiento real del MLSIP cuya premisa de funcionamiento es que la velocidad de éste es constante para un valor de la frecuencia de la fuente de alimentación en corriente alterna.
5. Estudios estáticos y dinámicos del Modelo 3D Optimizado y del Modelo 2D con Materiales No Lineales para el material de las ruedas de polipropileno con la finalidad del estudio de las deformaciones permanentes sobre estos.
6. Generación de nuevos diseños de las ruedas y nuevos materiales de las mismas que mejoren el comportamiento mecánico del deslizador del MLSIP tanto estática como dinámicamente.
7. Creación de un nuevo modelo a partir de nuevos prototipos que incluyan cabina sobre la estructura o chasis del deslizador para el transporte de personas y sus posteriores estudios dinámicos.



## 9. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Andolz Bielsa, Javier “Cálculo y Diseño de Motor Lineal Tubular de Imanes Permanentes” Proyecto Fin de Carrera 2003. Universidad Rovira|Virgili de Tarragona.
- [2] Tomado de Enciclopedia virtual  
[http://es.wikipedia.org/wiki/Tren\\_de\\_levitación\\_magnética](http://es.wikipedia.org/wiki/Tren_de_levitación_magnética)
- [3] Tomado de <http://www.fceia.unr.edu.ar/~fisica3/MagLev.pdf>
- [4] González Palomino, Gabriel “Análisis Motor Lineal Síncrono de Imanes Permanentes” Tesis Doctoral 2008. Universidad Carlos III de Madrid.
- [5] Tomado de <http://pretel.korea.ac.kr> y <http://www.baldor.com>
- [6] Tomado de <http://www.rockwellautomation.com>
- [7] Tomado de <http://www.beikimco.com/> y <http://torque-drives.com/html/>
- [8] Velázquez Ameijide, Juan “Análisis y simulación numérica, de la cabeza de una biela de un motor de explosión de cuatro tiempos” Tesis Doctoral 2004. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona.
- [9] Jiménez Pérez Mitre, Alfredo “Análisis, optimización con interacción de Dummy, de la carrocería del automóvil “Tubulare SAND CAR” de Tecnoidea SA de CV en impacto frontal empleando el método de elementos finitos en ALGOR FEA mediante la simulación de eventos mecánicos” Tesis Profesional 2004. Escuela de ingeniería de la Universidad de las Américas Puebla de México.



- [10] JIMIN He, “Modal Analysis”, editorial Butterworth Heinemann.
  
- [11] De Lucas Hernández, Miguel Ángel, “Análisis de los modos de vibración de un banco de ensayo de rodamientos”, trabajo dirigido del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.
  
- [12] Tomado de Enciclopedia virtual  
<http://es.wikipedia.org/Wiki/Resonancia%28mec%C3%Alnica%29>
  
- [13] José Germán Jiménez Ortiz y Javier García de Jalón de la Fuente, “Teoría y práctica del análisis modal –Curso teórico-experimental sobre vibraciones en estructuras”, Escuela Superior de Ingeniería Industriales de San Sebastian.
  
- [14] Tomado de <http://www.caesoft.es/productos/algor/dinamica/estatico/estatico.htm>
  
- [15] Contenido ayuda del Software Algor.

## 10. APÉNDICE.

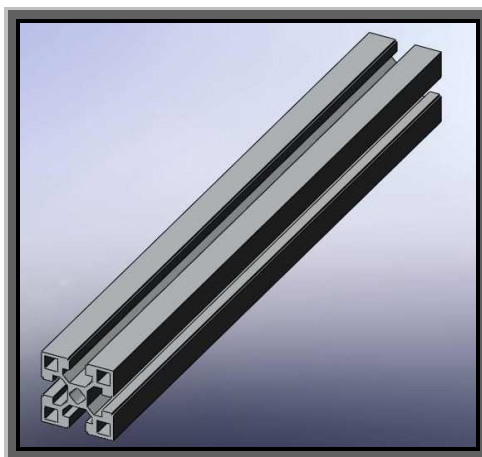
### 10.1. PIEZAS EN DETALLE.

#### 10.1.1. PIEZAS EN DETALLE DEL DESLIZADOR.

Se presentan las piezas y elementos en CAD que serán la base para elaborar el deslizador del MLSIP. Se muestran todas las piezas del deslizador, es decir, las piezas del Modelo 3D del deslizador sin optimizar y se comenta las piezas que son eliminadas en el Modelo 3D Optimizado.

NOTA: Hay que tener en cuenta que las piezas mostradas no se encuentran con la misma escala y no se tienen en cuenta las dimensiones ya que la finalidad es explicativa del diseño de cada una de ellas.

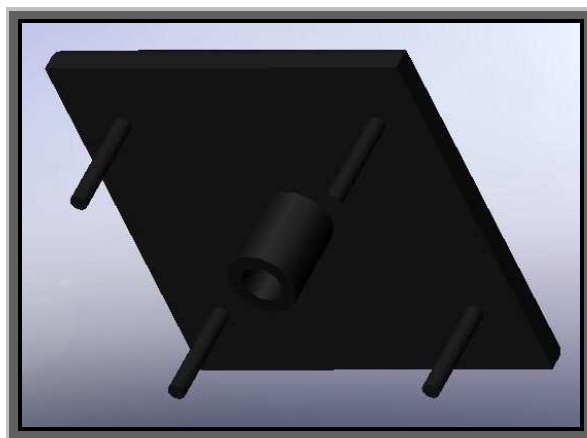
El perfil de aluminio anodizado que se muestra en la figura 74 es uno de los dos travesaños del deslizador. Este tipo de perfil es la base de la estructura del deslizador ya que tanto el cuerpo, los travesaños como las patas del deslizador están diseñados con este tipo de perfil de la marca NIKAI S.L. Este perfil tiene muchas ventajas; por un lado es de un material ligero como es el aluminio con lo que se consigue un peso bajo y por otro lado el diseño basado en huecos e intersticios consigue para un peso menor una resistencia muy buena para las diferentes solicitaciones a las que estará sometido el deslizador. Las solicitaciones serán tanto de flexión como de compresión.





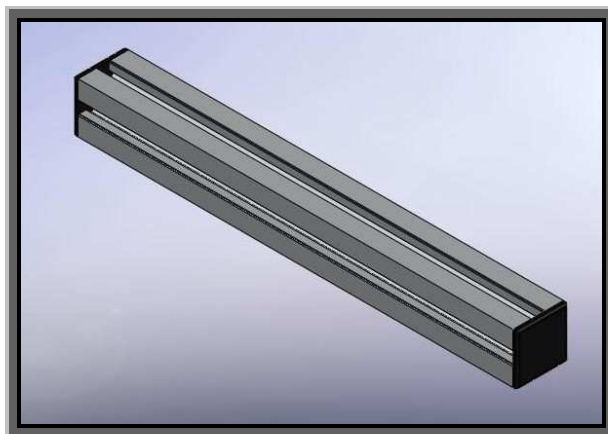
**Fig. 74:** Vista del perfil de aluminio de un travesaño.

En cada uno de los extremos de cada palier hay una tapa de plástico negro que se acopla al extremo a presión mediante el pivote central de la tapa como se muestra en la figura 75. Hay que decir que estas tapas son eliminadas en el Modelo 3D Optimizado.



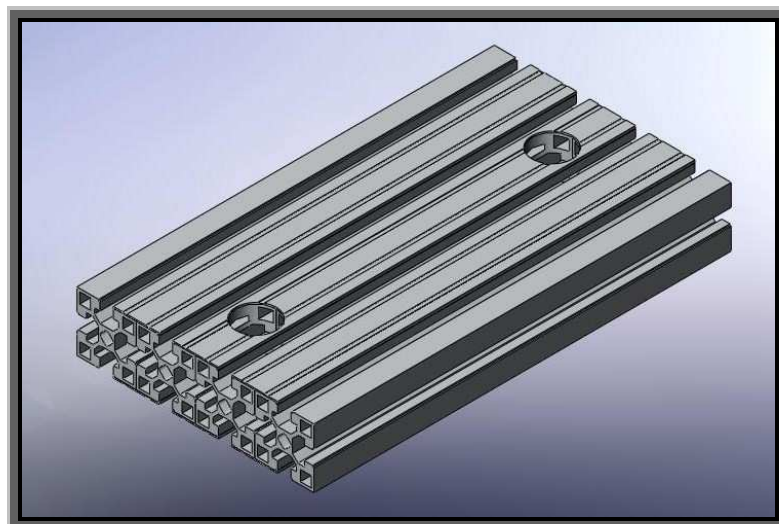
**Fig. 75:** Vista detalle inferior de la tapa de plástico.

En la figura 76 se muestra como quedan las tapas acopladas a un palier.



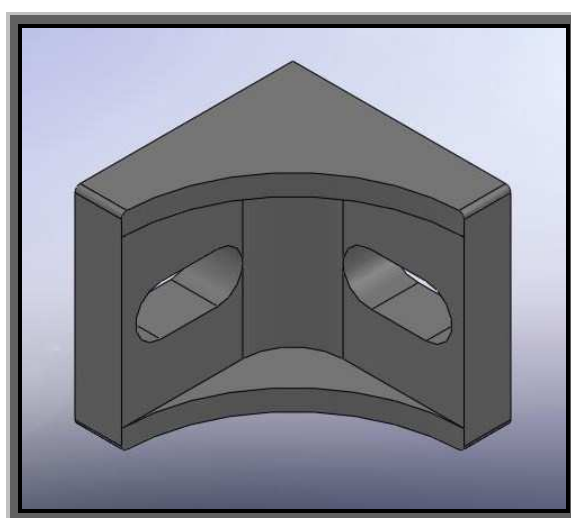
**Fig. 76:** Vista isométrica de un palier con tapas de plástico.

En la figura 77 se muestra el cuerpo de la estructura del deslizador que en el modelo 3D está compuesto por la unión de cuatro perfiles de aluminio anodizado y con dos taladros que sirven para acoplar el sistema de excitación electromagnética. Esta es una pieza que va a trabajar a flexión.

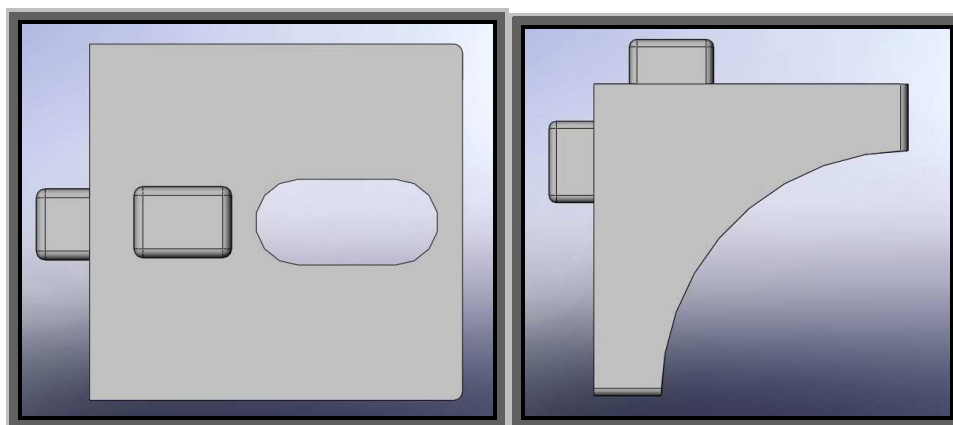


**Fig. 77:** Vista isométrica del cuerpo del deslizador.

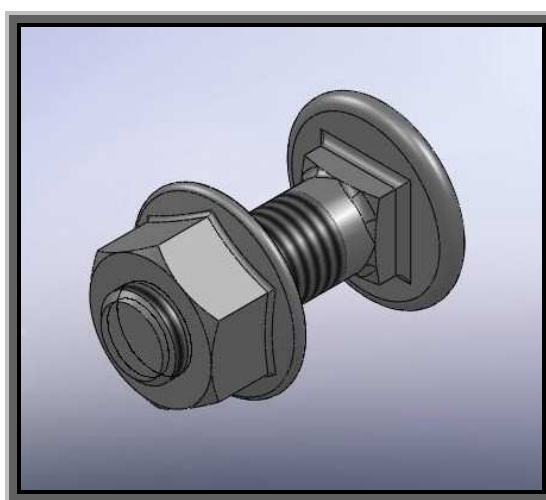
Palier y cuerpo del deslizador se unen solidariamente mediante las escuadras de alúmina (mayor resistencia y densidad que el aluminio anodizado) que se muestra en la figura 78. Estas escuadras se encarrilan en las guías de los perfiles mediante unos salientes que pueden observarse en la figura 79 y la unión solidaria de escuadras y perfiles es posible gracias a los tornillos y tuercas de la figura 80. Estos tornillos al igual que las tuercas no son de diseño propio sino que se obtienen a partir de la herramienta *Toolbox* de *SolidWorks*. El tornillo es ISO 8678-M8 x 25-19,5-C y la tuerca es hexagonal (ISO 4161-M8-C). Hay que decir que estos tornillos y tuercas son eliminados en el Modelo 3D Optimizado.



**Fig. 78:** Vista isométrica de la escuadra.

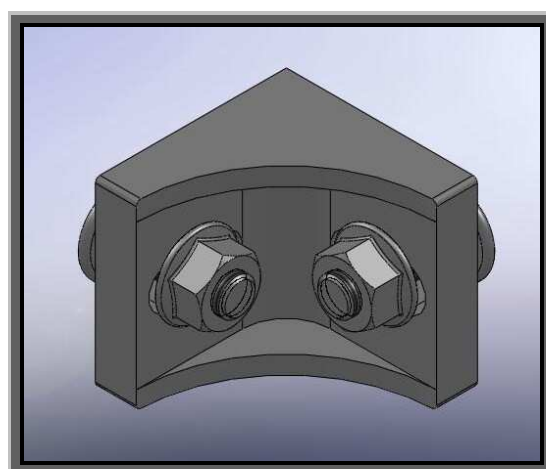


**Fig. 79:** Vistas lateral y superior de la escuadra.



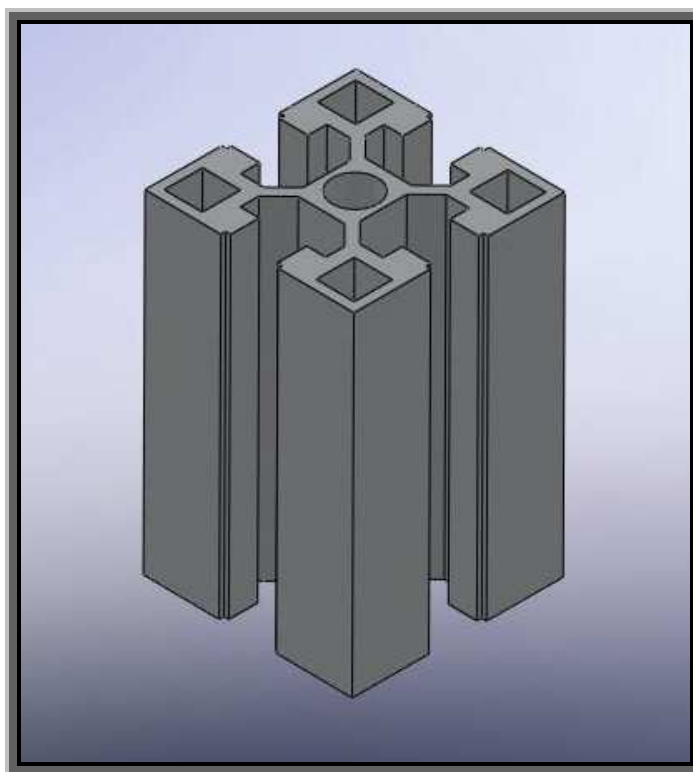
**Fig. 80:** Vista isométrica del tornillo y la tuerca del conjunto de la escuadra.

El conjunto final del montaje de la escuadra con los tornillos y las tuercas es el que se muestra en la figura 81.



**Fig. 81** Vista isométrica del conjunto montado de la escuadra.

Otra pieza que está formada por este perfil de aluminio anodizado son las patas. El perfil usado para esta pieza es de menor longitud. Este perfil consigue una buena resistencia ya que a compresión también tiene un buen comportamiento. En la figura 82 que hay a continuación se muestra una de estas cuatro patas.



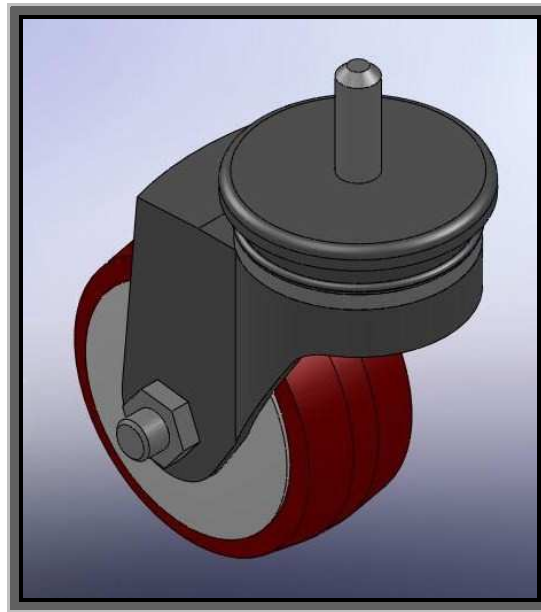
**Fig. 82:** Vista del perfil de aluminio de una pata.

La unión de las patas con el palier se realiza mediante un tornillo de cabeza plana y es un ISO 8678–M8 x 25-19,5–C como se muestra en la figura 83 y cuya cabeza va encarrilada en una de las guías del perfil de aluminio anodizado del palier y roscada en el taladro central del perfil de aluminio anodizado de la pata. Hay que decir que este tornillo se obtiene a partir de la herramienta *Toolbox* de *SolidWorks* y es eliminado en el Modelo 3D Optimizado.



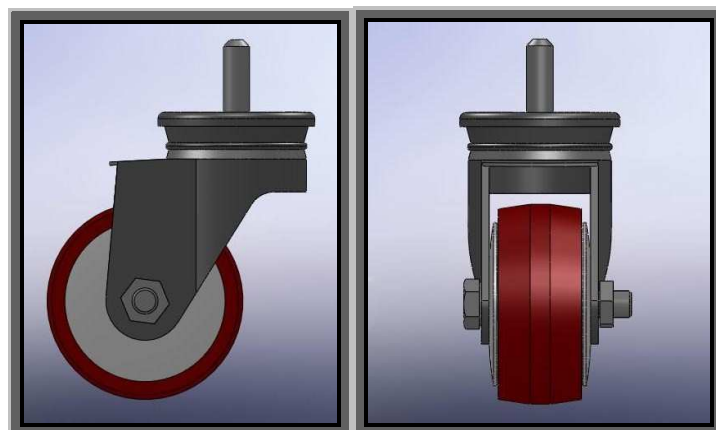
**Fig. 83:** Vista del tornillo de unión pata-palier.

Unida mediante un pivote al acople central de cada pata se encuentra un conjunto de rueda giratoria compuesta por diferentes piezas y que se muestra en la figura 84. Es el conjunto de todo el deslizador sobre el que recae el mayor número de solicitaciones y por lo al ser parte muy interesante en los diferentes estudios mecánicos está diseñada con la mayor fidelidad posible con la realidad.



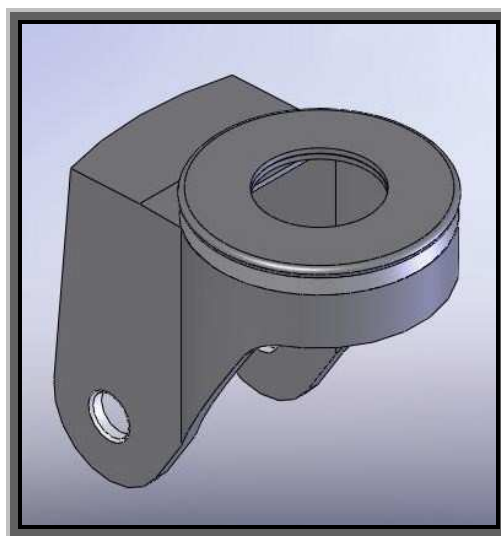
**Fig. 84:** Vista isométrica del conjunto rueda giratoria.

En la figura 85 se muestran diferentes vistas de dicho conjunto para así verlo con más detalle.



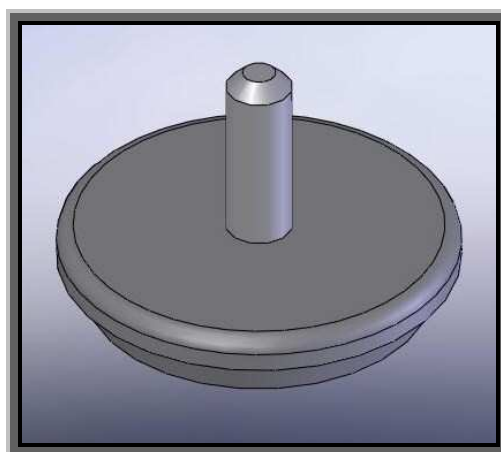
**Fig. 85:** Vista lateral y frontal del conjunto rueda giratoria.

Dicho conjunto está compuesto por una serie de piezas. Una de ellas es la estructura de acero que soporta la rueda. Dicha pieza se muestra en la figura 86.



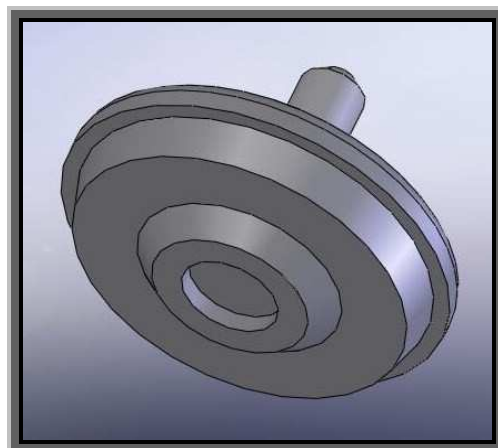
**Fig. 86:** Vista isométrica de la estructura de acero del conjunto rueda giratoria.

Sobre el agujero de la parte superior de esta estructura de acero se encuentra la pieza de acople del conjunto que permite la unión de éste a la pata mediante el pivote que se muestra en la figura 87.



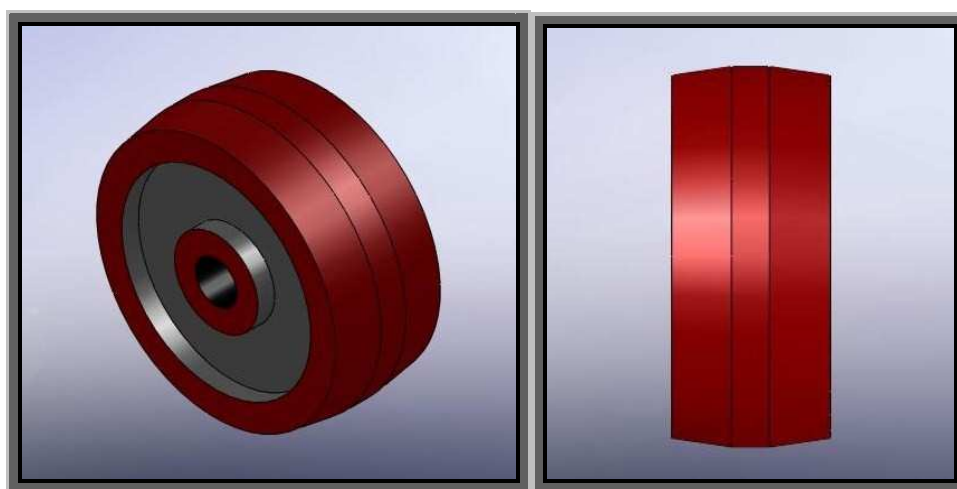
**Fig. 87:** Vista isométrica de la parte superior de la pieza de acople del conjunto.

En la figura 88 se muestra la vista de la parte inferior de la pieza de acople del conjunto, en la que puede verse el pivote inferior de esta pieza que acopla con el agujero superior de la estructura del conjunto y que permite el giro relativo de este conjunto en torno a esta pieza.



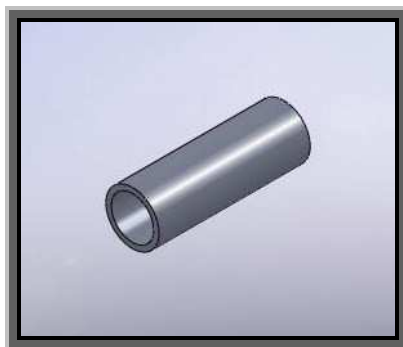
**Fig. 88:** Vista isométrica de la parte inferior de la pieza de acople del conjunto.

En la figura 89 se muestra la rueda propiamente dicha que es de un material plástico (polipropileno) y en la que cabe destacar que se ha tenido especial cuidado en el diseño de la banda de rodadura que en la realidad sólo es una franja central y no toda la banda.



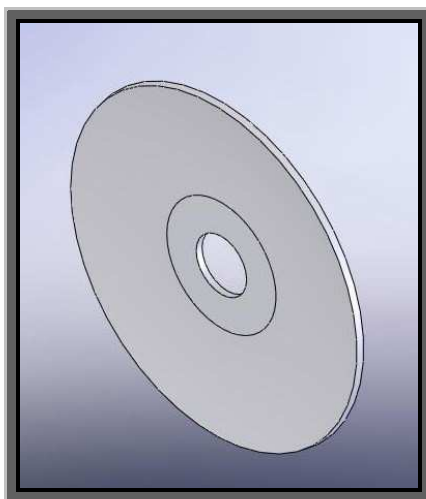
**Fig. 89:** Vista isométrica y frontal de la rueda del conjunto rueda giratoria.

Atravesando el agujero de la rueda se encuentra la pieza que se muestra en la figura 90. Esta pieza es un cilindro perforado de acero que está fijo, solidario a la estructura del conjunto de rueda giratoria, y que realmente es el eje en torno al cual gira la rueda de plástico (polipropileno).



**Fig. 90:** Vista isométrica cilindro perforado del conjunto rueda giratoria.

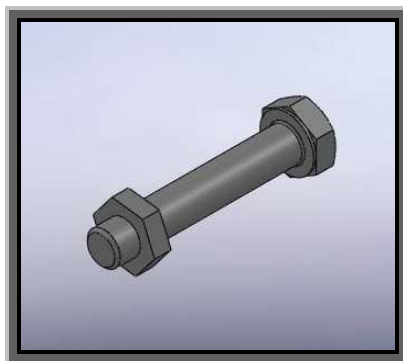
A modo de tapacubos se encuentran dos chapas a cada lado de la rueda de plástico como la que se muestra en la figura 91.



**Fig. 91:** Vista isométrica del tapacubos del conjunto rueda giratoria.

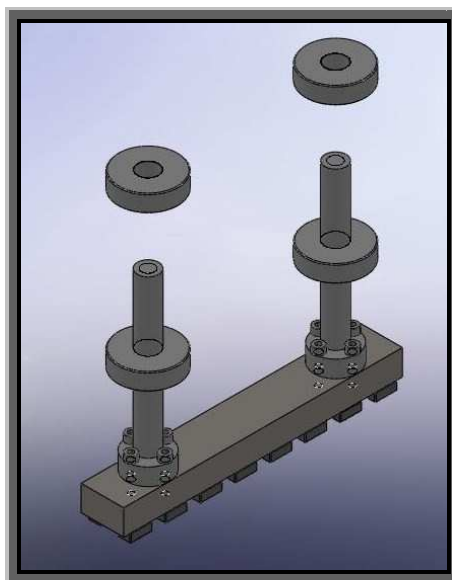
El cilindro perforado es atravesado por el tornillo de la figura 92 y junto a la tuerca de la misma figura permite el apriete que hace solidario al cilindro perforado a los tapacubos y al resto de la estructura del conjunto, permitiendo a la rueda de plástico que gire en torno al eje que es el cilindro perforado. Este tornillo al igual que la tuerca no es de diseño propio sino que se obtiene a partir de la herramienta *Toolbox* de *SolidWorks*. El tornillo es un tornillo de cabeza hexagonal (ISO 4014–M8 x 45 x 22–N) y la tuerca es también hexagonal M8 (hex thin nut gradeb\_iso).





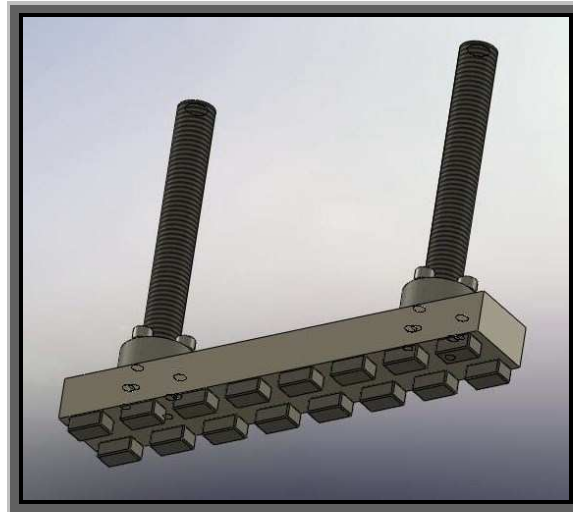
**Fig. 92:** Vista isométrica del tornillo y tuerca del conjunto rueda giratoria.

Acoplado al cuerpo de la estructura del deslizador se encuentra el sistema de excitación electromagnética que se muestra en la figura 93.



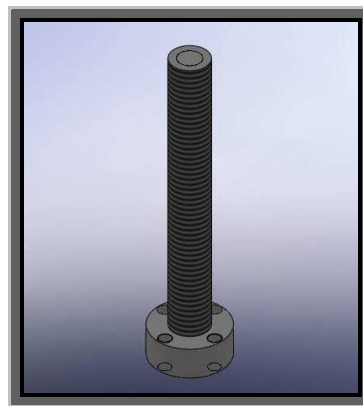
**Fig. 93:** Vista isométrica del sistema de excitación electromagnética.

Éste es un conjunto formado por un prisma de hierro fundido sobre el que van los imanes, por dos grandes tornillos y cuatro tuercas de grandes dimensiones como se muestra en la figura 93. Hay 16 imanes que están dispuestos en dos filas de 8 imanes equidistantes a lo largo de la superficie inferior del prisma de hierro fundido de la forma como se muestra en la figura 94. Estos imanes son de un material que se encuentra dentro de las Tierras Raras; son de una aleación de Neodimio, Hierro y Boro (Nd-Fe-B) y que fueron considerados como hierro fundido a efectos de simulación ya que no se encontraba dicha aleación en las bases de datos de materiales.

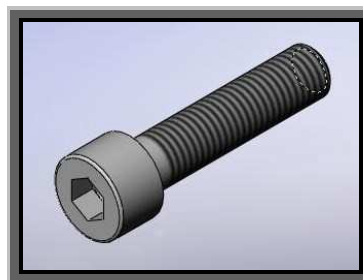


**Fig. 94:** Vista detalle inferior del sistema de excitación electromagnética.

Este prisma de hierro fundido está unido a unos grandes tornillos de alúmina de 25mm de diámetro cada uno como se muestra en la figura 95. Estos tienen cuatro taladros en la cabeza en los que se pondrán unos tornillos de cabeza allen. Estos tornillos no son de diseño propio sino que se obtienen a partir de la herramienta *Toolbox* de *SolidWorks*. El tornillo es un ISO 4762–M8 x 35–C y se muestra en la figura 99. Hay que decir que estos tornillos de cabeza allen serán eliminados en el Modelo 3D Optimizado.

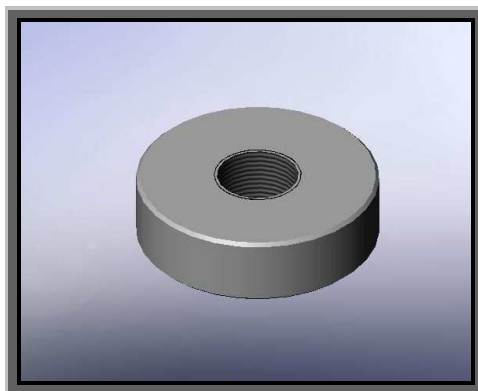


**Fig. 95:** Vista isométrica del tornillo M25.



**Fig. 96:** Vista isométrica del tornillo cabeza allen.

La unión de este conjunto y del cuerpo del deslizador se hace posible mediante los tornillos de grandes dimensiones y las tuercas de grandes dimensiones de M25 de alúmina que se muestran en la figura 97 y de la forma como se muestra en la figura 93.



**Fig. 97:** Vista isométrica de la tuerca.

Resumiendo el deslizador del Modelo 3D con MLSIP se compone en su totalidad de 103 piezas que vienen a desglosarse en la siguiente tabla.

PIEZA	UNIDADES
Cuerpo deslizador	1
Palier deslizador	2
Tapa plástico	4
Escuadra	4
Pata	4
Tornillo (M25)	2
Tuerca (M25)	4
Prisma (Fe)	1
Imán	16
Estructura rueda	4
Estr. Pivote rueda	4
Cilindro	4
Tapacubos	8
Tornillo ISO 8678-M8 x 25-19,5-C	20
Tuerca hexagonal (ISO 4161-M8-C)	8
Tornillo hexagonal ISO 4014-M8 x 45 x 22-N	4
Tuerca hex thin nut gradeb_iso	4
Tornillo allen ISO 4762-M8 x 35-C	8
Rueda plástico	4
<b>TOTAL</b>	<b>103</b>

**Tabla 40:** Desglose de las piezas del Modelo 3D del deslizador del MLSIP.

### 10.1.1.1. PROPIEDADES FÍSICAS DEL MODELO 3D.

Estas son las propiedades físicas que se desprenden del programa de CAD SolidWorks.

Sistema de coordenadas de salida: El punto naranja es el origen de cálculo.

Masa = 12923, 52 gr (Peso aproximado del prototipo real del deslizador es de 13 Kg)

Volumen = 3359413, 35 mm<sup>3</sup>

Área de superficie = 1602045.55 mm<sup>2</sup>

Centro de masa: ( mm )

X = -17.25

Y = -15.36

Z = 15.20

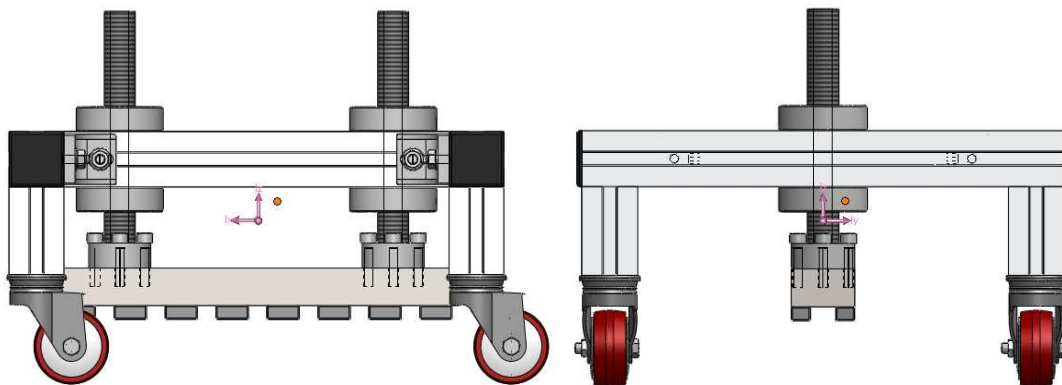


Fig. 98: C.D.G. del conjunto del Modelo 3D del deslizador.

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gr \* mm<sup>2</sup> )

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (-0.00, 0.01, 1.00)$   $P_x = 122763967.55$

$I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$   $P_y = 242920966.71$

$I_z = (-0.00, 1.00, -0.01)$   $P_z = 277842638.08$

Momentos de inercia: ( gr \* mm<sup>2</sup> )

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$L_{xx} = 242921028.02$   $L_{xy} = 46256.94$   $L_{xz} = -2461.44$

$L_{yx} = 46256.94$   $L_{yy} = 277820771.18$   $L_{yz} = 1838777.25$

$L_{zx} = -2461.44$   $L_{zy} = 1838777.25$   $L_{zz} = 122785773.15$

Momentos de inercia: ( gr \* mm<sup>2</sup> )

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 248955906.92$   $I_{xy} = 3470148.33$   $I_{xz} = -3390274.29$

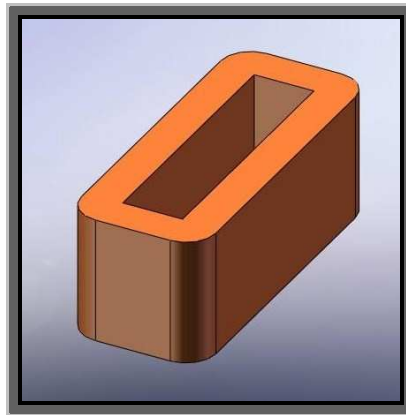
$I_{yx} = 3470148.33$   $I_{yy} = 284650617.60$   $I_{yz} = -1178492.90$

$I_{zx} = -3390274.29$   $I_{zy} = -1178492.90$   $I_{zz} = 129679545.89$

### 10.1.2. PIEZAS EN DETALLE DEL ESTATOR.

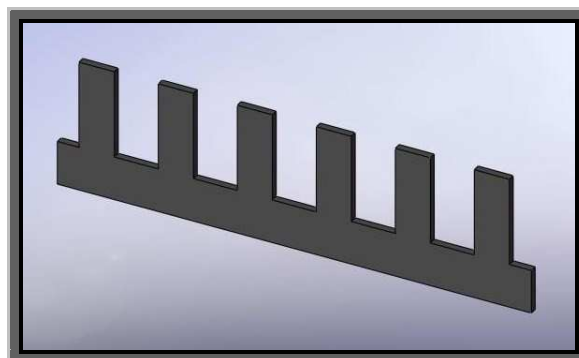
Se presentan todas las piezas y elementos en CAD que serán la base para elaborar el estator del MLSIP. Hay que decir que ninguno de los elementos del estator formará parte de ninguna simulación mecánica de elementos finitos aunque parte fundamental en el prototipo real del MLSIP.

En la figura 99 se muestra una de las bobinas que forman parte del estator. Ésta es de cobre y esta modelada como un bloque aunque en la realidad una bobina está formada por una bobina, valga la redundancia, de hilo de cobre.



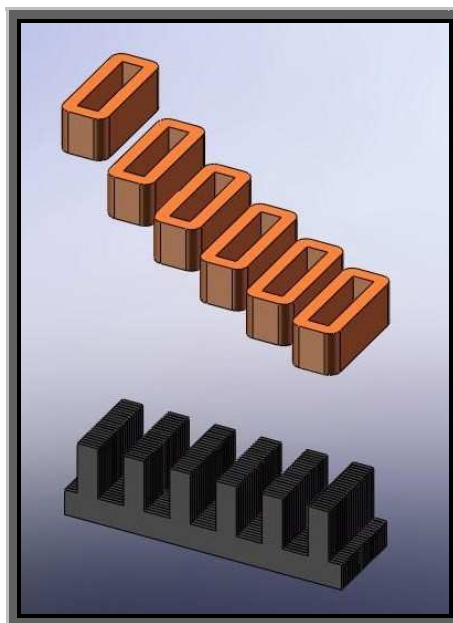
**Fig. 99:** Vista isométrica de una bobina del estator.

La armadura ranurada se ha modelado mediante la unión de muchas chapas de hierro como se muestra en la figura 100. La unión de estas chapas forman un bloque que es el núcleo o entrehierro del estator. La razón de este diseño del entrehierro mediante chapas se debe a especificaciones reales de diseño.

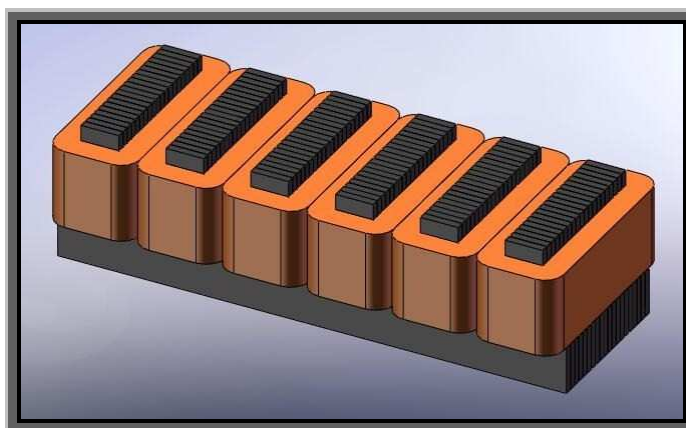


**Fig. 100:** Vista isométrica de una chapa del entrehierro del estator.

En la figura 101 se muestra el explosionado de un tramo de estator y en la figura 102 se muestra un tramo de estator ya montado.



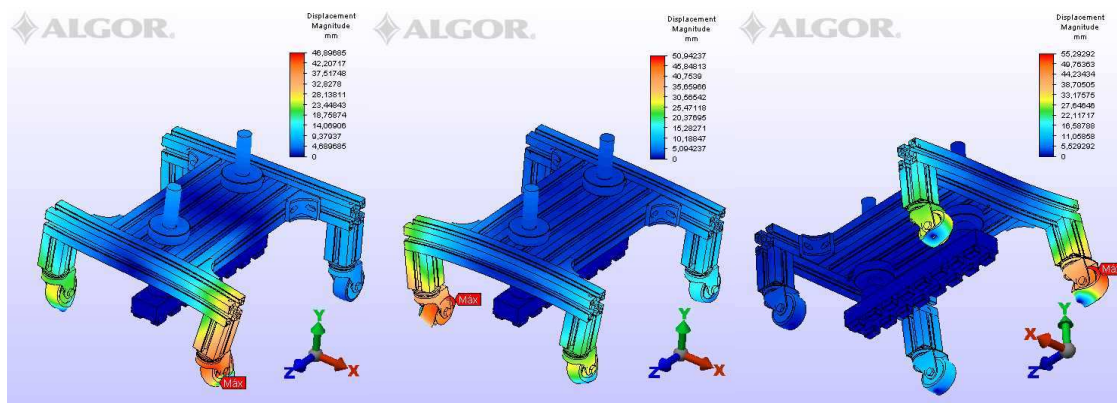
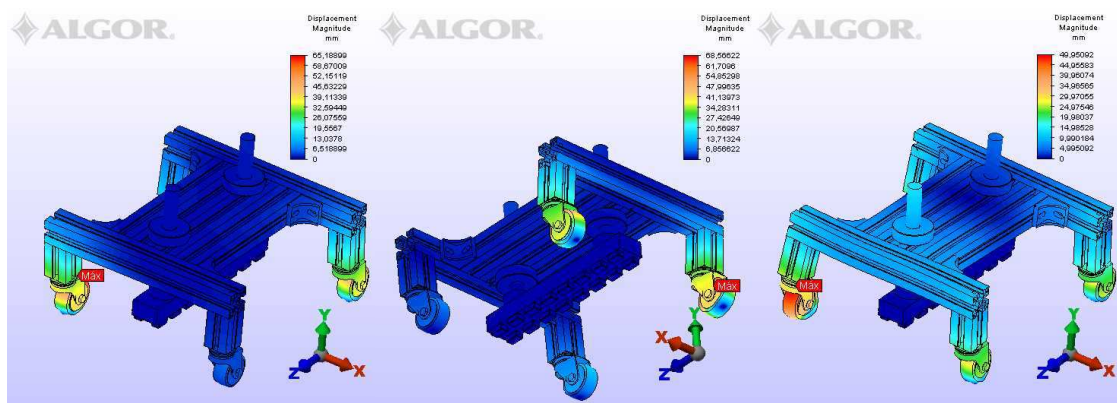
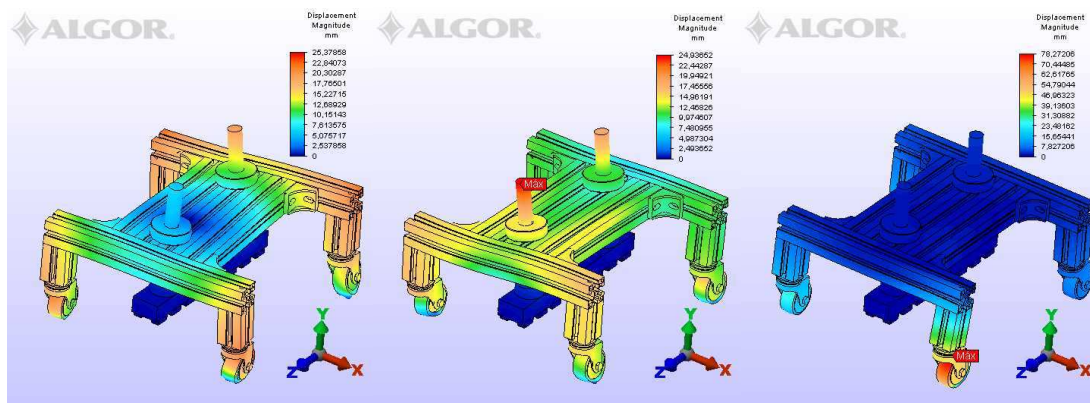
**Fig. 101:** Vista isométrica del explosionado de un tramo del estator.



**Fig. 102:** Vista isométrica de un tramo del estator.

## 2.3.MODOS DE VIBRACIÓN.

Se presentan todos los modos de vibración correspondientes al capítulo 4 de análisis modal en la que se muestran los desplazamientos en magnitud del deslizador del MLSIP.





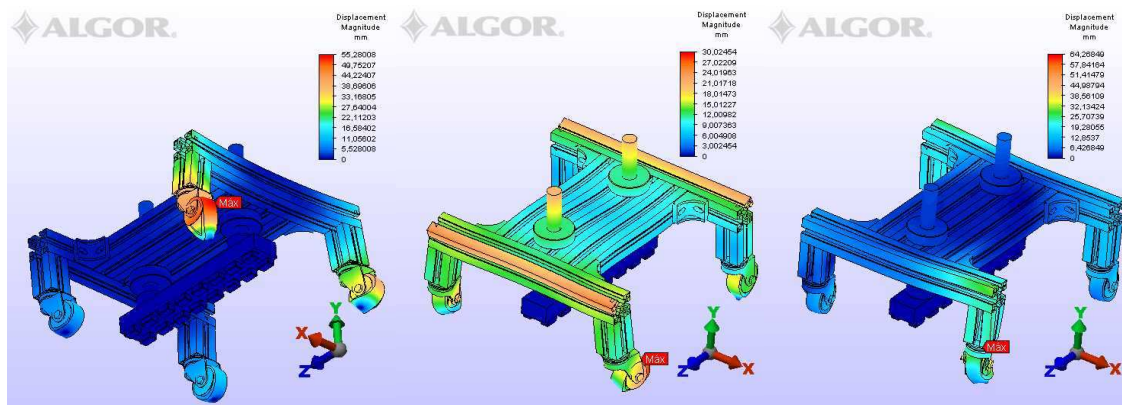


Fig.112: Modo10

Fig.113: Modo11

Fig.114: Modo12

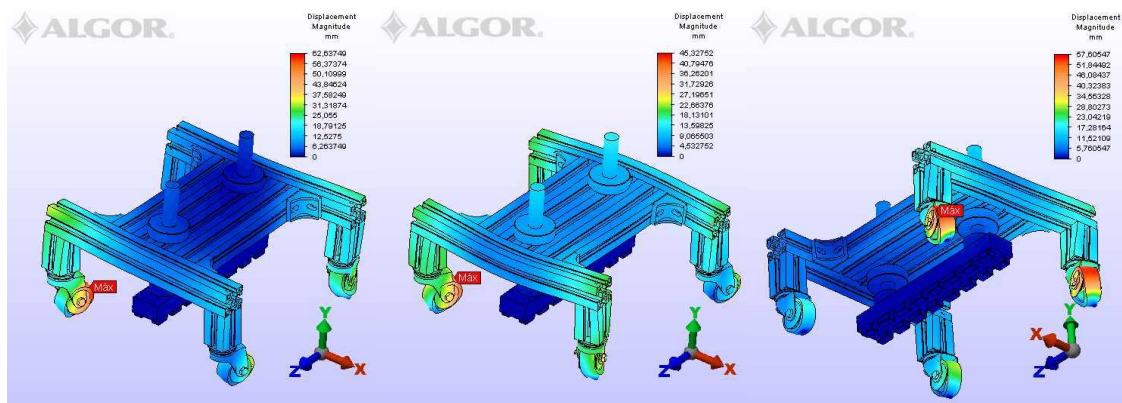


Fig.115: Modo13

Fig.116: Modo14

Fig.117: Modo15

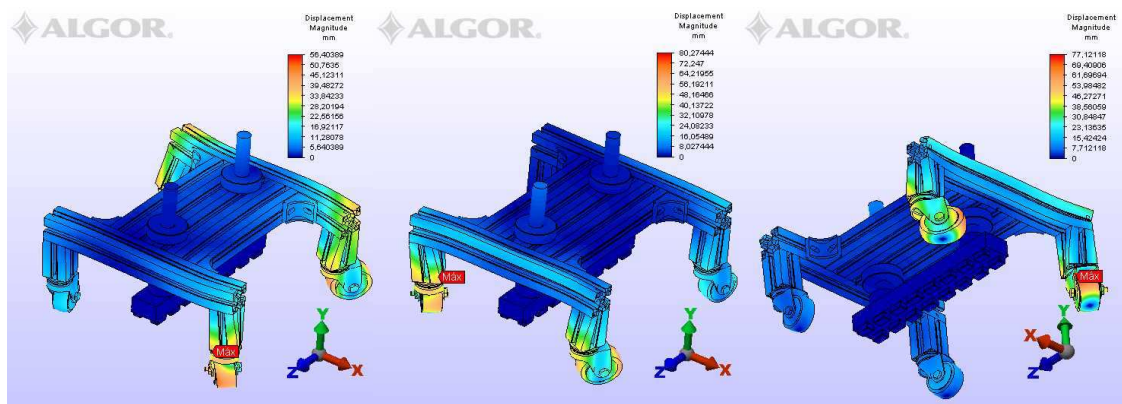


Fig.118: Modo16

Fig.119: Modo17

Fig.120: Modo18

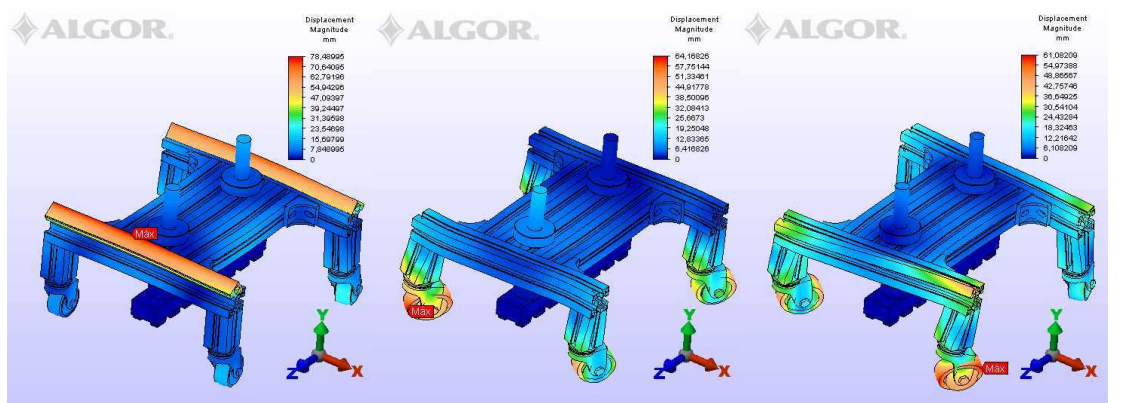


Fig.121: Modo19

Fig.122: Modo20

Fig.123: Modo21



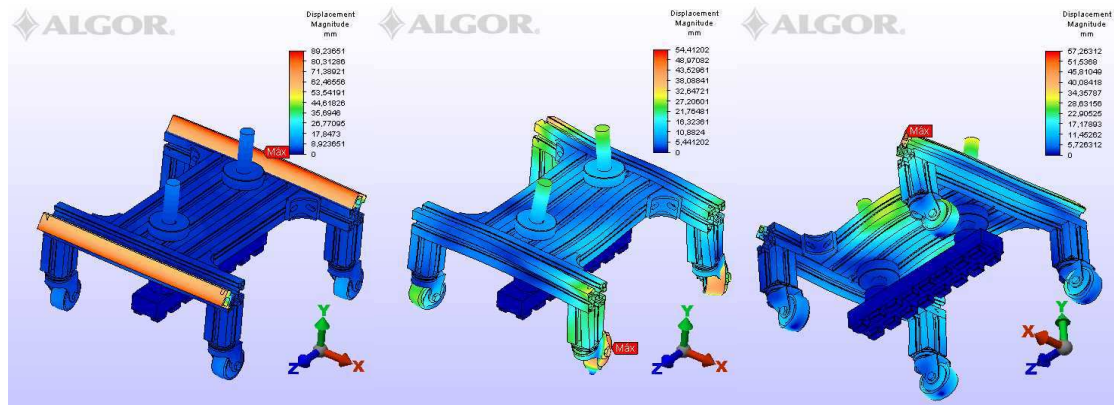


Fig.124: Modo22

Fig.125: Modo23

Fig.126: Modo24

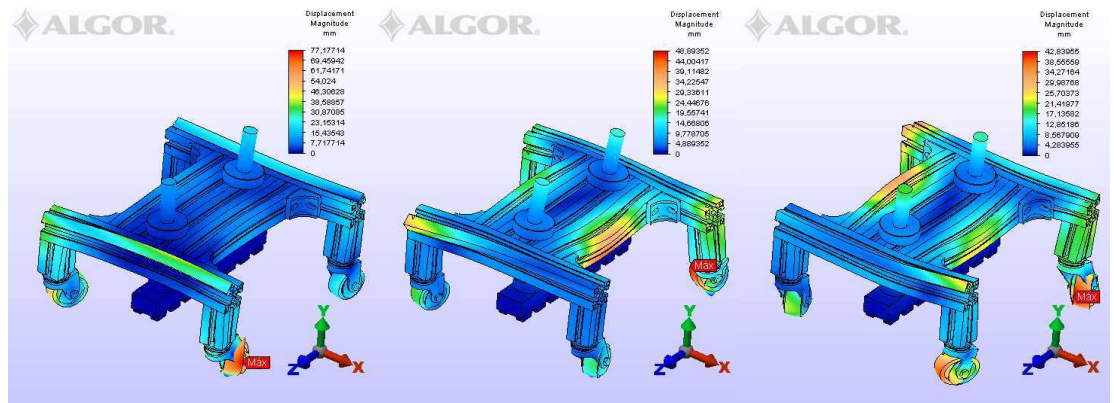


Fig.127: Modo25

Fig.128: Modo26

Fig.129: Modo27

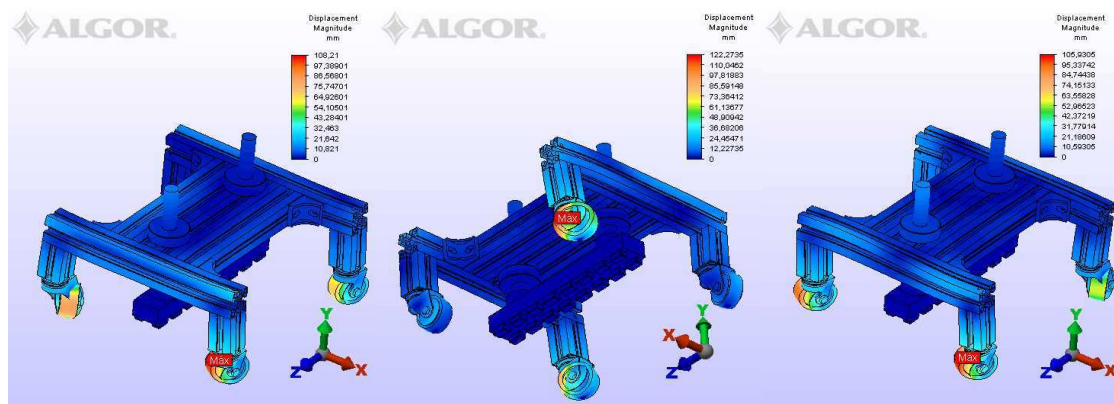


Fig.130: Modo28

Fig.131: Modo29

Fig.132: Modo30

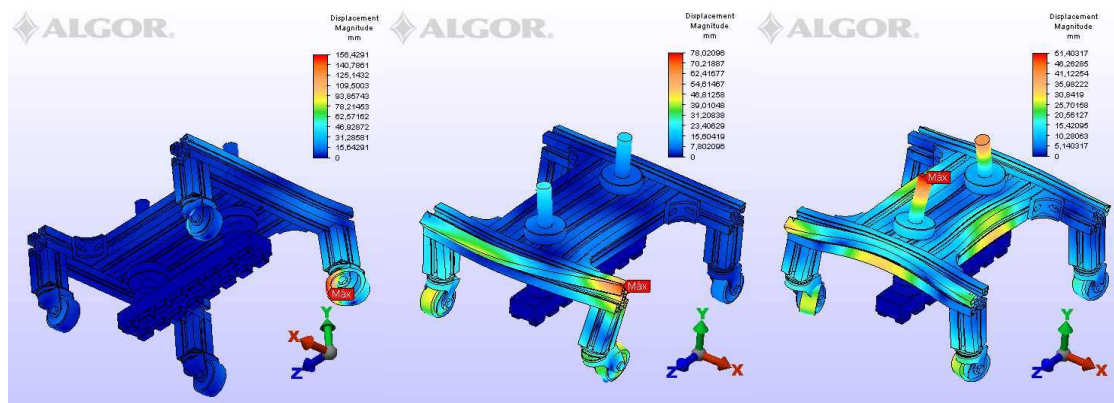


Fig.133: Modo31

Fig.134: Modo32

Fig.135: Modo33

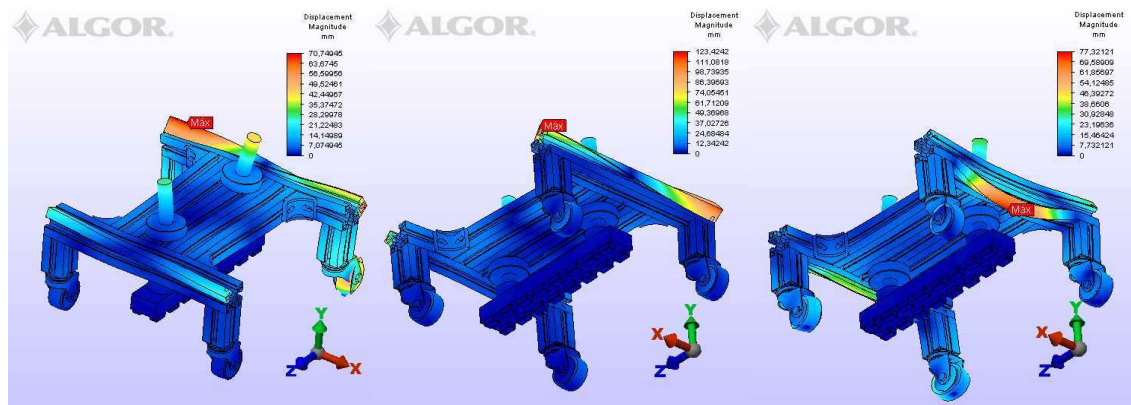


Fig.136: Modo34

Fig.137: Modo35

Fig.138: Modo36

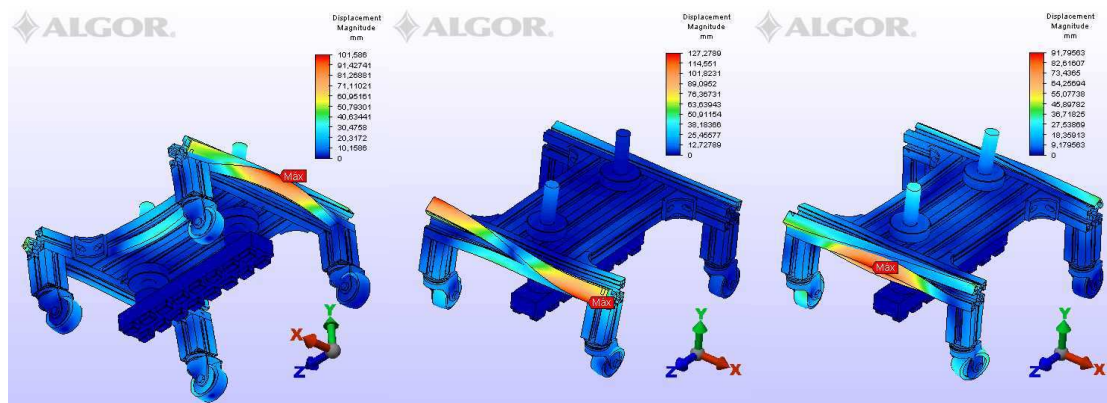


Fig.139: Modo37

Fig.140: Modo38

Fig.141: Modo39

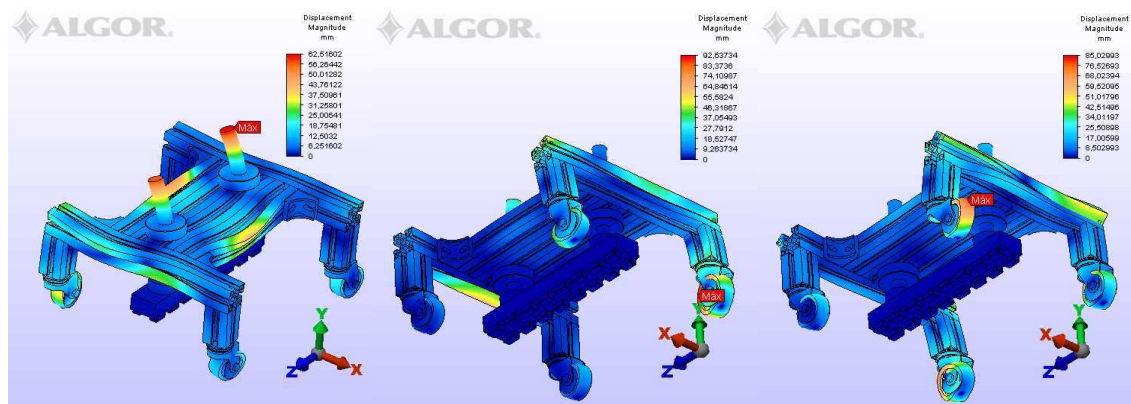


Fig.142: Modo40

Fig.143: Modo41

Fig.144: Modo42

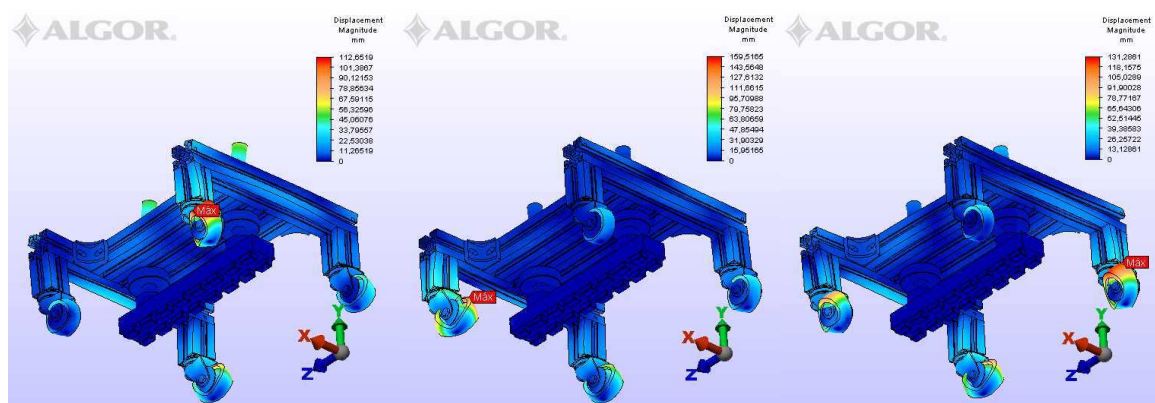


Fig.145: Modo43

Fig.146: Modo44

Fig.147: Modo45



